

**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"
14.12.2017**

Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт", 14.12.2017. – Одеса: НУ «ОМА», 2017. –208 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

<i>Міюсов М.В.</i> DEVELOPMENT OF THE MET SYSTEM AND MANNING IN UKRAINE	6
<i>Голиков В.А., Волков О.М.</i> СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПІДГОТОВКИ ДОКТОРІВ ФІЛОСОФІЇ У НАЦІОНАЛЬНОМУ УНІВЕРСИТЕТІ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»	16
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ	22
<i>Василець Д.И., Козьминых Н.А.</i> Моделирование режимов воздухообработки в системах комфортного кондиционирования воздуха	22
<i>Завизиступ А.Ю., Козьминых Н. А.</i> Использование вторичного пара метана для повышения эффективности СЭУ газозовов	24
<i>Кобосов Ю.А., Сагин С.В.</i> Обеспечение смазки цилиндропоршневой группы малооборотных дизелів	31
<i>Кокошенко Д.Д., Козьмініх М.А.</i> Аналіз можливостей удосконалення систем вторинного скраплення вантакжу суден метановозів	40
<i>Коржов В.И., Половинка Э.М.</i> Исследование кавитационного метода обработки топлива в судовых системах топливоподготовки	44
<i>Лесив Д.И., Аболешкин С.Е.</i> Покращення екологічних показників роботи судового дизеля	53
<i>Мищенко И.А., Половинка Э.М.</i> Усовершенствование рабочих процессов судовых дизелей на переменных режимах работы	59
<i>Пантелеев К.В., Веретенник О.М.</i> Підвищення ефективності роботи систем змащення судових дизельних установок	68
<i>Сидько Н. С., Шлихта А. Н., Кардаш В. П.</i> Управление стехиометрией в камере сгорания судового двигателя внутреннего сгорания	76
<i>Снегур А.В., Веретенник О.М.</i> Поліпшення ефективності системи охолодження судових дизелів	86
<i>Сулов А.А., Половинка Э.М.</i> Система электронного управления топливоподачей фирм MAN B&W и WARTSILA	92
<i>Сухий О.В., Веретенник О.М.</i> Удосконалення ефективності експлуатації паливної системи високого тиску судових дизелів	99
<i>Сухоставский Д.А., Кирис А.В.</i> Усовершенствование методов очистки нефтесодержащих вод	108
<i>Худенко Г.О., Кардаш В.П.</i> Підвищення довговічності судових механізмів	114
<i>Томашевский А. Н., Гарагуля Б. А.</i> Анализ рисков в управлении техническим обслуживанием судна	121
ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ	125
<i>Поляков В. М., Онищенко О.А.</i> Підвищення ефективності очищення судового палива	125

<i>Иликчиев В.Г., Василец Д.И., Онищенко О.А. Усовершенствование судовой системы кондиционирования воздуха.....</i>	127
<i>Боцянский В.А., Логишев И.В. Снижение интенсивности образования оксидов азота в судовых дизелях.....</i>	129
<i>Демідова Н.П., Голюков В.А. Аналіз впливу добавок водню до паливно-повітряної суміші на енергоефективність дизельних двигунів.....</i>	132
<i>Пастушенко В.В., Довиденко Ю.Н. Анализ систем мониторинга рабочих процессов судового дизеля.....</i>	135
<i>Стрецький В.О., Довиденко Ю.Н. Умови процесу подавання мащення до циліндрів судових малооборотних дизелів.....</i>	140
<i>Рябоконт К. Ю., Калугін В. М. Аналіз досвіду експлуатації та поліпшення ефективності дії газотурбокомпресорів судових дизелів.....</i>	145
<i>Бражник И.Д., Колосаев М.А. Совершенствование системы подачи инертных газов на танкерах</i>	152
<i>Гудилко Р.Г., Палагин А.Н., Малахов А.В. Использование струй высокого давления в компрессорной системе судов типа SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT</i>	155
<i>Паньків Є.В., Логішев І.В. Контроль технічного стану форсунки судового дизеля тепловим методом.....</i>	158
<i>Поляков П.П., Небеснов В.В. Економічний режим ходу судна як наслідок підвищення енергоефективності пропульсивного комплексу</i>	161
<i>Семенюк В.О., Небеснов В.В. Вплив хвилювання на роботу пропульсивного комплексу судна.....</i>	166
<i>Самойленко А.С., Солодовников В.Г. Повышение эффективности топливоподготовки путем использования системы ALFA LAVAL PUREDRY</i>	170
<i>Кулик В.Л., Голюков В.А. Повышение эффективности эксплуатации морских судов совершенствованием обслуживания судовых технических средств.....</i>	177
<i>Вакуонг А.А., Солодовніков В.Г. Ультразвуковая обработка топлива как способ улучшения технического состояния и экономических характеристик судовых дизелей</i>	180
<i>Головский Н.О., Журавльов Ю.І. Аналіз відмовостійкості сполучень деталей «вал-підшипник ковзання».....</i>	185
ПОЗАСЕКЦІЙНІ ДОПОВІДІ.....	190
<i>Федоренко В. В., Козицький С.В. Використання дилатантних рідин для підвищення ефективності рідинного демпфера.....</i>	190
<i>Мельниченко А. В., Козицький С.В. Використання наноматеріалів для підвищення надійності паливної апаратури сучасних двигунів</i>	194
<i>Алексєєва О.С., Касілов Ю.І. Сучасний стан засобів боротьби з забрудненням моря сміттям</i>	197

<i>Лебедев А.Б., Лапина О.И.</i> Анализ прогиба консольной балки с использование методов математического моделирования.....	203
--	-----

Міюсов М.В. – ректор НУ «ОМА», д.т.н., професор.

DEVELOPMENT OF THE MET SYSTEM AND MANNING IN UKRAINE

Nowadays, Ukraine is among five world leaders as for officers' supplying country to the world maritime labour market after China, Philippines and India. Changes in maritime education and training system in Ukraine will widen the possibility for Ukrainian seafarers to be employed on board vessels entitled to fly the flags of almost all countries, in all basins of the oceans, and contribute to the high prestige of our maritime personnel and enhancement of the positive image of Ukraine.

1. Global demand for seafarers and the role of Ukraine

According to the information of the (United Nations Conference for Trading and Development – UNCTAD) [1] and in accordance with the report of BIMCO/ISF [2] world maritime fleet supplies about 1 545 000 working places for the seafarers in international shipping. Nearly 51% of positions are for officers, 49 % - for ratings (there was a correlation of 45 % officers to 55 % of ratings). It is the first time in the history when the officers' rate became larger in comparison to ratings. It can be explained by the technology progress and lower demand for hand labour on board. Level of ships' automation is constantly rising and the shipowners tend to find a balance between the expenditures on upkeep of a qualified crew and losses from insufficient and non-professional maintenance of ships' machinery. Recent years has seen the activation of technological, normative and legal projects which are necessary to bring autonomous and unpiloted vessels into reality. Construction and prototype testing of the first vessel like that is planned to be realized in 2018 [2].

Working onboard is an example of importance of the economy from the scales in shipping. For example, a crew of 14-15 people is required for a container vessel or a bulk carrier with a gross tonnage of 10000 tones. A vessel which is 10 times larger (100000 tones) doesn't require 10 times more people and can operate well with a crew of 19-20 people.

During 2005-2015 a global demand for seafarers increased up to 45% which corresponds to the increase of world shipping for the same period. The biggest amount of seafarers is provided by China (243635), followed by Philippines (215500), Indonesia (143702), Russian Federation (87061), India (86084) and Ukraine (69000) [2]. There is an analysis concerning the number of seafarers including the officers taking into account the population of the above-mentioned 6 countries which provide the biggest amount of the seafarers for global shipping. As it can be seen from the table 1, Philippines and Ukraine provide a relatively biggest amount of the seafarers. If taking into account the officers' supply, Ukraine is a leader among the other countries including Philippines.

Table 1.**Absolute and relative rates of seafarers' supply to the international labour market taking into account population**

#	Country	Population (P) (2017)	Supply of seafarers (SS)	Supply of officers (SO)	SS/P, %	SO/P, %
1	China	1,409,517,397	243,635	101,600	0.017	0.0072
2	Philippines	104,918,090	215,500	72,500	0.205	0.0691
3	Indonesia	263,991,379	143,702	51,237	0.0544	0.0194
4	Russia	143,989,754	97,061	47,972	0.0674	0.0333
5	India	1,339,180,127	86,084	69,908	0.0064	0.0052
6	Ukraine	44,222,947	69,000	39,000	0.156	0.0882

Taking into account the population size, the amounts of money that seafarers working abroad transfer to their countries are much more important for the Philippines and Ukraine than for other major suppliers. In the Philippines amount of money transferred by seafarers amounted to 5,8 billion US dollars in 2015, showing the rise of 5,3 percent compared to 2014 [1].

It should be noted that the BIMCO/ISF researches were carried out taking into account information provided by the relevant maritime administrations of the countries and leading shipping and management companies. The received data were corrected. For example, data provided by China and the Philippines were reduced approximately by half, and data provided by Ukraine – by more than three times. For this reason the abovementioned numbers are very approximate.

On the ground of the information received from the companies, BIMCO/ISF put China, the Philippines and the Russian Federation at the first place, Ukraine was put at the fourth place, India was put at the fifth place [2, 5].

Significantly, China is thought to have overtaken the Philippines as the largest single source of seafarers qualified for international trade (although the Philippines is still the largest source of ratings). However, data from international shipping companies suggests that the extent to which these Chinese seafarers are available for service on foreign-owned ships may be limited, with the Philippines and Russia seen as equally important sources of officers, followed closely by Ukraine and India [5].

RANK TOP FIVE SEAFARER SUPPLY COUNTRIES REPORTED BY COMPANIES

- 1 China
- 2 Philippines
- 3 Russian Federation
- 4 Ukraine
- 5 India

It should be pointed out that there is no statistical recording of the number of seafarers in Ukraine. The number of seafarers can be indirectly estimated by the number of diplomas (certificates of competence) issued for officers and certificates of proficiency issued for ratings. According to the State Register of Seafarers' Documents of Ukraine, as of 8/10/2017 the following number of qualification documents with the right to occupy positions on sea-going vessels (without taking into account the low-tonnage fleet and ships not engaged on near-coastal voyages) in accordance with the Manila amendments to the STCW Convention and the STCW Code were issued to Ukrainian seafarers.

Master	9,287
Chief mate	7,669
Watch officer	12,701
Chief engineer officer	9,400
Second engineer officer	6,876
Watch engineer officer	11,352
1 st Class electro-technical officer (ETO)	1,593
2 nd Class ETO	1,132
3 rd Class ETO	3,402
Able seafarer deck	11,170
Ratings forming part of navigational watch	15,738
Boatswain	2,667
Able seafarer engine	6,066
Ratings forming part of an engine-room watch	10,726
Electro-technical ratings	2,141

Total number of valid seafarers' certificates issued in Ukraine 111,920

Including:

Masters and officers	63,412
Top officers (management level)	33,232
Officers (operational level)	30,180
Ratings (support level)	48,508
Masters and deck department	59,232
Engine department	52,688

Taking into consideration inappreciable national fleet of Ukraine, most of seafarers work in foreign shipping companies. It should be noted that the given data do not include seafarers who occupy service staff positions, such as cook, steward, workers of the hotel department of passenger ships, and others.

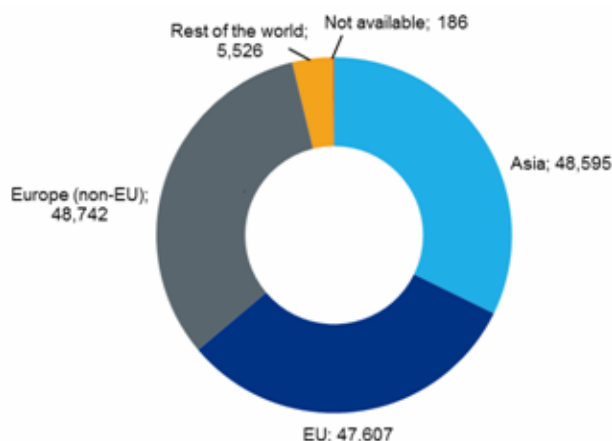
On 29 August 2017 published Seafarers' Statistics in the EU [6].

The five EU Member States that had more masters and officers holding CoCs issued by them in 2015 were the United Kingdom (31,448), Poland (20,700), France (13,552), Croatia (13,350) and Spain (11,697). In addition, the five EU Member States that had more masters and officers holding EaRs were Malta (63,142), Cyprus (29,654), the United Kingdom (15,779), the Netherlands (10,104) and Luxembourg (6,761). Finally, the five non-EU countries which had more masters and officers holding their CoCs recognized by EU Member States were the Philippines (33,966), Ukraine (23,192), Russian Federation (16,381), India (7,626) and Turkey (6,377).

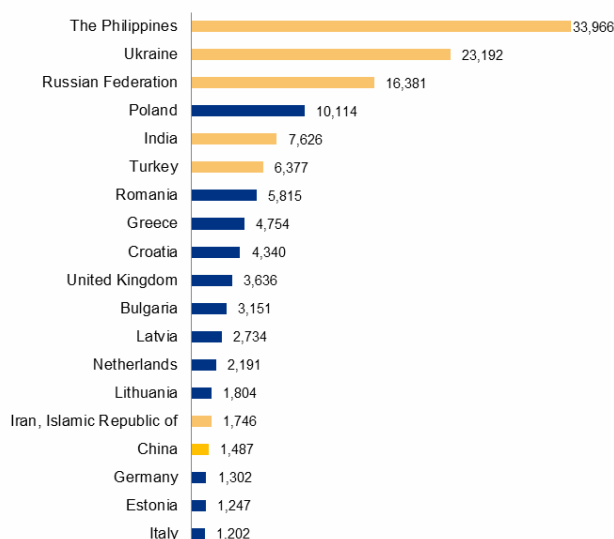


Distribution by countries issuing the original CoCs

The name of the country that issued the original CoC was made available for 150,415 masters and officers based on the data received from the 24 EU Member States that issued EaRs. This represents 99.88 % of the total number of officers at EU level holding valid EaRs.



Distribution of masters and officers holding valid EaRs by region of the country issuing the original CoC.



Countries issuing the original CoCs registering more than 0.75% of masters and officers holding valid EaRs. The masters and officers registered with valid EaRs held original CoCs issued by 88 countries. Figure above identifies 19 countries, of which twelve are EU Member States and seven non-EU countries, which provided 88.36% of the total number of officers holding valid EaRs at EU level. Table X and Table XX of Appendix B present a more detailed list of countries issuing the original CoCs.

SEAFARER STATISTICS IN THE EU

A SNAPSHOT OF SEAFARERS HOLDING CERTIFICATES OF COMPETENCY & ENDORSEMENTS ATTESTING RECOGNITION BY EU COUNTRIES VALID IN 2015, AS REPORTED IN EMSA'S STCW INFORMATION SYSTEM

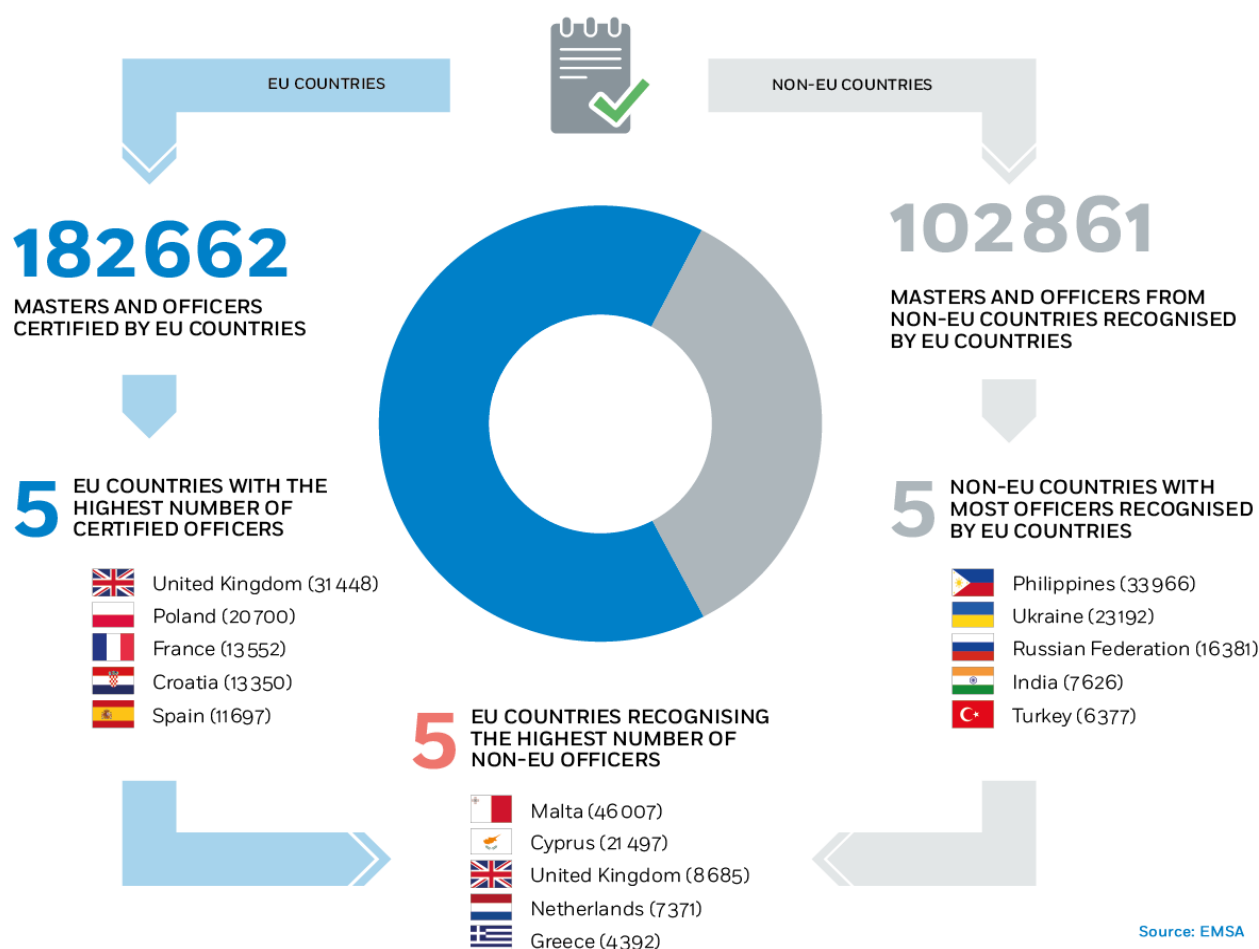


Table XXX

Distribution of holders of valid confirmations of competency certificates issued by the EU countries according to the countries where the original certificates were issued

Country	At the end of 2014	At the end of 2015	Growth	Growth, %
Philippines	28,874	33,966	5,092	17.6
Ukraine	19,363	23,192	3,829	19.8
Russian Federation	13,645	16,381	2,736	20.0
Poland	8,739	10,114	1,377	15.6
India	6,401	7,626	1,225	19.1
Turkey	4,830	6,377	1,547	32.0

It should be noted that the report [6] is the second of research conducted by EMSA. The first report [7], was published in 2016 on the base of the data in STCW-IS by the end of 2014. As the additional data was collected during the previous year, the possibility to analyze trends for better understanding of maritime

labour market in Europe appeared. In the table 2 there is information concerning the number of confirmations of competency certificates issued by the EU for Masters and officers according to the countries where the original certificates were issued as well as absolute and relative increase of this number. During the year an overall number of registered confirmations has increased up to 13 % [6]. Turkey has seen the largest increase of 32 %.

2. The Education and Certification Seafarers' System today

The education and certification Seafarers' system in Ukraine is in compliance with the requirements of the STCW Code and STCW Convention including the Manila Amendments. In particular, the training programs, implementing the standards of operation and management level competence of the new edition of the STCW Code, are realized in maritime educational institutions since 2012.

The specialists' training in the seagoing specialties in compliance with the requirements of the STCW Code and STCW Convention in Ukraine is conducted by 7 higher educational establishments(including their branches), among others:

1. National University "Odessa Maritime Academy" (NUOMA), which comprises: Azov Maritime Institute (Mariupol), The Danube Institute of NUOMA (Izmail), Seafaring College of Technical Fleet and Maritime College named after O.I. Marinesko in Odessa;
2. Odessa National Maritime University (ONMU);
3. Odessa Maritime College of Fish Industry named after O. Solianyuk (OMC FI);
4. Kherson State Maritime Academy, including the Maritime College;
5. Kherson Maritime College of Fish Industry (KMC FI);
6. State University of Infrastructure and Technologies (SUIT, Kyiv);
7. Admiral Makarov National University of Shipbuilding (NUS), Mykolaiv.

Table 2 provides information on the number of students enrolled in 2017 for the first year of study for different educational levels (Junior Specialist, Bachelor and Master) in educational institutions of Ukraine for the specialties (programmes) leading to the obtaining of the certificate of competence in accordance with the STCW Convention. Most of students of sea-going specialties study in Odessa. Citizens of Ukraine and foreign citizens are also given the opportunity to study in Kherson, Mariupol, Izmail and Kiev.

Nowadays Ukraine is in the "white list" of the International Maritime Organization of countries, which completely fulfill the requirements of the STCW Code and Convention. The memoranda of the seafarers' Diplomas (Certificates) recognition were signed by 53 member states of the International Maritime Organization in compliance with the Regulation I/10 of the STCW Convention. Besides, the Seafarers' Training and Certification System in Ukraine is approved by the European Commission on the ground of the periodical inspection results, conducted by the European Maritime Safety Agency (EMSA) against the requirements of the **Directive of the European Parliament and European Union Council** [8, 9].

Table XXX

The number of students enrolled in 2017 for the first year of study for different educational levels in educational institutions of Ukraine for the programmes leading to the obtaining of the certificate of competence

№	Educational Institution	Educational level			Total
		Junior Specialist	Bachelor	Master	
1	National University “Odessa Maritime Academy” (Odessa, Mariupol, Izmail)	574	1260	160	1994
2	Odessa National Maritime University (Odessa)	-	353	120	473
3	Odessa Maritime College of Fish Industry (Odessa)	471	-	-	471
4	Kherson State Maritime Academy (Kherson)	671	820	340	1831
5	Kherson Maritime College of Fish Industry (Kherson)	251	-	-	251
6	State University of Infrastructure and Technologies (Kiev)		263	75	338
7	Admiral Makarov National University of Shipbuilding (Nikolaev)		22		22
Total in Ukraine		1967	2718	695	5380

The Seafarers’ Training and Certification is supported by the Ministry of Education and Science of Ukraine (implementation of the training programs, providing achievements of necessary competence standards), Ministry of Health of Ukraine (medical certification) and Ministry of Infrastructure of Ukraine, which functions as a Ukrainian Sea Ports Authority.

Ukrainian Seafarers’ Training and Education System can be characterized by the obligatory “educational” degree obtained as a result of successful completion of the formal educational program. This degree allows getting a specific diploma, which gives the right to occupy the officer position on a vessel (Certificate of Competency). There are special rules in Ukraine defining the procedure of rank awarding to the seafarers. Nowadays the powers to approve these rules are given to the Ministry of Infrastructure of Ukraine. According to these rules, a corresponding degree of higher education is an essential condition to obtain the Diplomas (Certificates of Competency), which meet the operation and management level of the STCW Code. The programs of higher maritime education provide realization of the Model Courses of IMO and include an indispensable practical training as the obligatory component [10].

The programs of maritime education combine such components which lead to necessary professional skills as well as the components, providing knowledge and understanding of corresponding sciences, principles of equipment operation and technological processes, development of cognitive skills. As a result, a high level of the Ukrainian seafarers’ competence is achieved and the skills of situation awareness and decision making in unforeseen situations and restricted resources

conditions are formed. General structure of the officers' training program is presented in **Figure XXXXX**.

Accordingly, the officers' training is conducted at higher maritime educational institutions. The training is based on the state and industry-specific standards of the higher education, which are formed in compliance with all the requirements of STCW Convention and STCW Code.

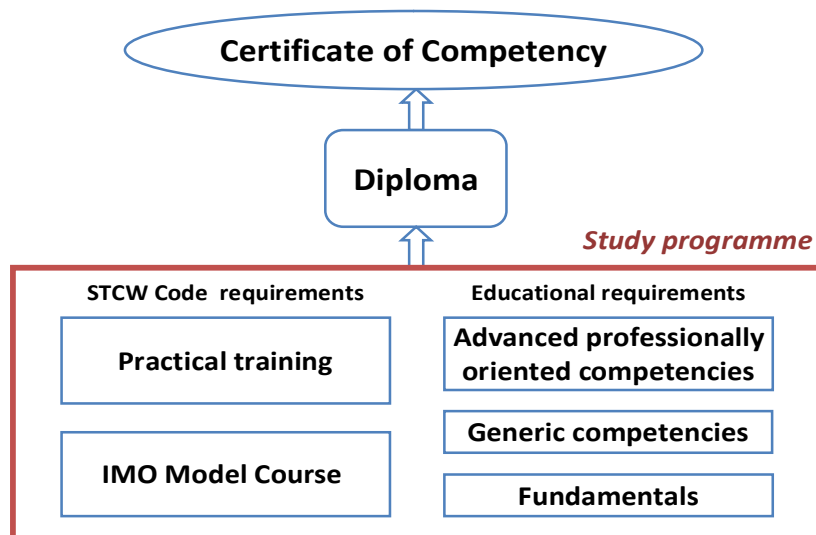


Figure XXXXX. General structure of the officers' training program

The New Law of Ukraine on Higher Education. Since September, 2014 the new law of Ukraine on Higher Education came into force. The law implemented a number of significant changes into the higher educational system aimed at the convergence with the European Higher Education Area and quality assurance.

The new Law established the following hierarchy of the higher education degrees: Junior Bachelor, Bachelor, Master (professional or scientific orientation), PhD, Doctor of Sciences. At the same time, the Law provided the learning outcomes for Bachelor degree, which result in management of the complicated actions and projects, groups of people and their professional development. The Bachelor Degree became the most widespread (principal) degree for the graduates, who deal with professional “non-academic” activity. Practically, graduates with the Bachelor Degree will take those labour market positions formerly filled by the graduates with the Specialist Degree (Specialist degree according to the previous system of education).

Nowadays, the Bachelor Degree is the “basic” higher education degree in Ukraine, which allows the graduates to “obtain the Certificates of Competency” of the STCW Code operation level and join the next higher education cycle, and develop the officer career to the STCW Code management level.

3. The system of upgrading and refreshing training of seafarers in Ukraine

The important constituent elements for ensuring high competency of Ukrainian masters and officers are mandatory periodical approved refresh and updated courses. System of upgrading courses is regulated by the Provisions for the Proce-

ture of conferring of ranks on officers of seagoing ships. The national requirements stipulate the compulsory completion of such courses not less than once in five years and before obtaining next level Certificate of competency or a certificate endorsement. Work of State Competency Assessment Commissions is provided by the Inspectorate for Training and Certification of Seafarers of the Ministry of Infrastructure of Ukraine. This Inspectorate also ensures seafarers' register and one of its functions is inspection of seafarers' documents. We should mention that the functions of general management and control over seafarers' training and certification in Ukraine is carried out by the State Inspection of Ukraine on Safety at Sea and River Transport.

There are 36 training centers including those which form a part of educational institutions providing different kinds of training and upgrading courses in Ukraine approved by the Maritime Administration.

4. The system of Certification of Seafarers in Ukraine

Nowadays, the Certificates of Competency are issued in the Harbour Masters offices on the basis of the Protocols provided by the State Qualification Commission established by the Inspectorate for Training and Certification of Seafarers.

National Certification Regulations should be amended as a result of the changes in the higher education structure. New Regulations should provide, as before, the overall structure of seafarers' training and certification based on the higher maritime educational establishments, and opportunity for the officers to acquire new competences and corresponding new qualifications gradually. Most likely, future Regulations will not consider the Master Degree obligatory for getting Certificate of Competency of the STCW Code management level. At the same time, the officers' essential learning outcomes and competency level can't be achieved in the frames of the Bachelor program, which leads to the Certificate of Competency at the operation level.

5. The system of Seafarers' Employment and Cooperation of the maritime educational establishments with shipping industry

Over the past decades experience of maritime education development and seafarers' training in Ukraine showed that Ukrainian seafarers, first of all officers, successfully competed on international labour market. The attractiveness of maritime profession for young people has been increasing, the number of Ukrainian seafarers at world shipping fleet is rising, higher educational establishments and simulation centers have been developing and service market on seafarers' crewing has been expanding. Such dynamics of development has been possible now due to the cooperation of shipping companies, crewing companies and agencies with educational establishments.

Companies that provide employment services for seafarers can start work only after obtaining a license. Ministry of Social Policy of Ukraine, on behalf of the State, issued licenses to more than 350 companies and other business entities.

Many foreign companies with long-term programs for Ukrainian seafarers on board their vessels invest significant funds into personnel training with the help of their own “cadets programs”, giving sponsor support to maritime training institutions, creating their own training centers.

The most active companies on the Ukrainian market in this direction are: V.Ships, MSC, OSM Crew Management AS, Anglo-Eastern Ship Management, Bernard Schulte Shipmanagement Ltd., Columbia Shipmanagement, Stolt-Nielsen Transportation Group BV, MOL Ship Management Co., etc.

In the framework of cadets programs together with training institutions they select cadets in compliance with the company's requirements (knowledge of English, professional training, necessary certificates), organize planning and control over complying with on-board training programs. Companies cover all expenses connected with on-board training. It should be emphasized that almost all companies have their representative offices in a large number of maritime countries of the world. The level of training of our graduates meets the requirements of our partners. This fact explains the interest of international shipping leaders in Ukraine.

6. Perspectives of development

Taking into account all above-mentioned we consider the following as the perspectives of development:

1. Promoting an integrated approach to maritime affairs, good governance and exchange of best practices in the use of the marine space;
2. Promoting sustainable development of coastal regions and maritime industries as a generator of economic growth and employment, including through the exchange of best practices;
3. Promoting strategic alliances between maritime industries, services and scientific institutions specializing in marine and maritime research, including the building of cross-sectoral maritime clusters;
4. Endeavoring to improve maritime safety and security measures and to enhance cross-border and cross-sectoral maritime surveillance in order to address the increasing risks related to intensive maritime traffic, operational discharges of vessels, maritime accidents and illegal activities at sea;
5. Support of cadets' on-board training by all interested parties including companies, IMEC and other organizations, maritime administrations, International Maritime Organization, reconstruction and maintenance of training vessels;
6. Motivation of professors and instructors of educational establishments from the side of the companies, providing opportunities of working at sea and at educational institutions including internships and cadets' training supervision.

References

1. Review of Maritime Transport 2016 / Report by the UNCTAD secretariat. – New York and Geneva: UN, 2016. – 116 p.

2. Manpower Report: The world supply and demand for seafarers in 2015// BIMCO/ISF. – 2015. – 118 p.
3. <http://www.worldometers.info/world-population/population-by-country/> .
4. <http://fortune.com/2017/07/22/first-autonomous-ship-yara-birkeland/>.
5. <http://emsa.europa.eu/emsa-documents/latest/item/3094-seafarer-statistics-in-the-eu-statistical-review-2015-data-stew-is.html>
6. <http://emsa.europa.eu/infographics/item/3095-seafarer-statistics-in-the-eu.html>

УДК 629.123.56

Голиков В.А., проректор НУ «ОМА» по научной работе, д.т.н., профессор,
Волков О.М. – завідувач відділом аспірантури і докторантури, к.т.н., доцент,

СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ ПІДГОТОВКИ ДОКТОРІВ ФІЛОСОФІЇ У НАЦІОНАЛЬНОМУ УНІВЕРСИТЕТІ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Сутнісні зміни в українському суспільстві, інтеграція України до європейської спільноти, потреба в інноваційному розвитку економіки в умовах захисту державного суверенітету і територіальної цілісності нашої держави формують нові виклики перед вітчизняною освітою і наукою.

Ухвалення в 2014 році Закону України «Про вищу освіту» заклало основу університетської автономії, формування культури доброчесності, інтеграції українського освітнього простору до європейського академічного середовища. Імплементация цього закону триває до сьогодні, стикаючись з об'єктивними та суб'єктивними труднощами. Однак, показуючи при цьому, незворотність шляху реформування галузі, що продемонструвало нещодавнє прийняття Верховною Радою України базового Закону «Про освіту».

У цих умовах нові імпульси відчуває система підготовки кадрів вищої кваліфікації – докторів філософії (PhD) і докторів наук. Третій (освітньо-науковий) і четвертий (науковий) рівні вищої освіти є вінцем університетської моделі, вони виступають головним джерелом кадрового потенціалу вищого навчального закладу (ВНЗ), показником розвитку наукових шкіл, ознакою конкурентоспроможності закладу.

Аспірантура і докторантура нашого університету знаходяться наразі у пошуку оптимальної моделі підготовки кадрів, прагнучи на основі сталих традицій наукових шкіл започаткувати нові форми і методи освітньо-наукового процесу.

23 березня 2016 року Уряд України ухвалив постанову № 261 «Про затвердження Порядку підготовки здобувачів вищої освіти ступеня доктора філософії та доктора наук у вищих навчальних закладах (наукових установах)».

Ухвалення будь-якого нормативно-правового акта, особливо новаторського характеру, закономірно формує нові виклики, пов'язані з необхідністю інституційних трансформацій, зміною правил і процедур, систем управління та інших проблемних питань.

Колектив університету сприйняв ухвалення нового Порядку як поштовх до модернізації системи аспірантури і докторантури. Ключовими рисами цієї модернізації стали чотири чинники:

- інституційні можливості;
- дебюрократизація і демократизація;
- ретельний підхід до кадрового забезпечення освітньої підготовки PhD;
- мовна підготовка та академічна доброчесність як абсолютний пріоритет.

Згідно з Правилами прийому до аспірантури університету, затвердженими Вченою радою, конкурсний відбір та зарахування на навчання вступників з 2017 р. здійснюється двома хвилями: 1 хвиля (березень) – прийом за рахунок коштів фізичних та юридичних осіб (на умовах контракту); 2 хвиля (серпень-вересень) – прийом на навчання як за рахунок державного замовлення, так і на умовах контракту. Така практика виправдовує себе з огляду на те, що терміни завершення навчання у більшості магістратур припадають на лютий, що входить у протиріччя із традиційним часом отримання ВНЗ обсягів державного замовлення на підготовку аспірантів, а саме – у липні-серпні.

Табл. 1. Кількість здобувачів ступеня PhD в аспірантурі НУ «ОМА» на 01.10.2017 за новим переліком спеціальностей

	Спеціальність	Набір 2017, чол..	Ліцензійний обсяг, чол.
1	271 Річковий та морський транспорт	6 – держбюджет (очна) 6 – контракт (заочна)	25

Вся діяльність факультетів, аспірантури та докторантури направлена на зростання кількості бажаючих навчатися за кошти фізичних та юридичних осіб.

Значна кількість аспірантів, поза сумнівом, не може вважатися виключно кадровим резервом для нашого університету. Логічним вважаємо результат підготовки PhD як підвищення конкурентоздатності на ринку морської праці та додатковий соціальний резерв.

Залучення до аспірантури вступників з інших країн залишається важливим завданням на перспективу.

Освітній процес в аспірантурі побудований на засадах демократизму, відкритості, недопущення менторської моделі викладання.

Започатковано традицію проведення так званих. гостьових лекцій для аспірантів тих професорів і доцентів національного університету, які повернулись зі стажувань за кордоном за програмами академічної мобільності з метою донесення методологічного та інституційного дискурсу зарубіжних наукових практик.

В університеті для забезпечення освітнього процесу на третьому рівні вищої освіти почала використовуватися система електронного забезпечення навчання Moodle, яка є невід'ємною складовою методичного забезпечення

усіх дисциплін на рівні бакалаврату і магістратури. Розміщення на електронній платформі завдань самостійної та індивідуальної роботи, тестових матеріалів, текстів лекцій, наявність особистого електронного кабінету для кожного аспіранта, зручний інтерфейс спілкування з викладачем, уникнення особистісного фактору при оцінюванні робіт, контроль часу завантаження робіт – це далеко не вичерпний перелік тих переваг, які надає система як аспіранту, так і викладачу. Особливо вагомою стає роль системи Moodle для забезпечення освітнього процесу для аспірантів заочної форми.

Відповідно до навчальних планів підготовки докторів філософії освітній процес розрахований з обсягу 49 кредитів ЄКТС терміном на 1 рік.

Структура освітньої підготовки відбиває рекомендації п. 27 Порядку підготовки здобувачів вищої освіти ступеня доктора філософії та доктора наук у ВНЗ (наукових установах), зокрема включає 4 складові, що передбачають набуття аспірантом компетентностей відповідно до Національної рамки кваліфікацій:

- здобуття глибинних знань із спеціальності, за якою аспірант проводить дослідження (дисципліни вільного вибору циклу професійної підготовки);

- оволодіння загальнонауковими (філософськими) компетентностями, спрямованими на формування системного наукового світогляду, професійної етики та загального культурного кругозору;

- набуття універсальних навичок дослідника, зокрема усної та письмової презентації результатів власного наукового дослідження українською мовою, застосування сучасних інформаційних технологій у науковій діяльності, організації та проведення навчальних занять, управління науковими проектами та/або складення пропозицій щодо фінансування наукових досліджень, реєстрації прав інтелектуальної власності.

- здобуття мовних компетентностей, достатніх для представлення та обговорення результатів своєї наукової роботи іноземною мовою (англійською або іншою відповідно до специфіки спеціальності) в усній та письмовій формі, а також для повного розуміння іншомовних наукових текстів з відповідної спеціальності.

Проблемним питанням залишається те, що кількість аспірантів з певних спеціальностей є критично малою.

Дебюрократизацію відділ аспірантури і докторантури вбачає у максимальному скороченні паперового документообігу та його переведення в електронний формат. Для цього має бути оновлено веб-сайт відділу, який планується насичити як нормативно-правовою інформацією з питань підготовки та атестації науково-педагогічних кадрів, так і бланковою документацією, зразками і формами документів. При цьому перелік номенклатури документації, у межах дозволеного нормативними актами, був суттєво скорочений.

Цей підхід особливо себе виправдовує під час вступних кампаній, коли більшість аспірантів подають до відділу аспірантури і докторантури вже сформовану особову справу, з формами, роздрукованими з веб-сайта.

Іншою вагомою підтримкою в організації підготовки аспірантів є сайт www.sms-sms.com.ua, який надає платні послуги з розсилки смс-повідомлень групам контактів. В умовах необхідності оперативного інформування аспірантів про зміни у розкладі, проведення певного заходу та інші альтернативи смс-повідомленням немає, у мережі Facebook застосувати і розвинути групу «Аспірантура і докторантура НУ «ОМА»».

Автоматизована система «Деканат» є комплексним інструментарієм забезпечення освітнього процесу – від формування навчальних планів до видачі дипломів. Наразі здійснюється адаптація цього авторського програмного продукту до потреб аспірантури.

На часі створення та популяризація програмних продуктів, зокрема електронних платформ, які б дозволили проводити вступні кампанії, здійснювати облік аспірантів, затвердження тем їх дисертацій, призначення і зміни наукових керівників, зміни у формах навчання, інших питань, з якими щодня стикаються працівники відділів.

Суттєва увага в університеті приділяється розвитку спеціалізованих вчених рад. Постійно акцентується увага на відповідальності усіх учасників атестаційного процесу щодо високого рівня вимогливості під час експертизи дисертацій, запобігання академічного плагіату у дослідженнях, суворого дотримання нормативних вимог МОН України.

На Вченій раді Національного університету «Одеська морська академія» планується ухвала Положення «Про порядок подання і розгляду дисертацій у спеціалізованих вчених радах національного університету, яке у подальшому стане своєрідним Регламентом роботи спеціалізованих вчених рад університету.

Передбачається персональна відповідальність голови, вченого секретаря, експертних комісій, наукових керівників і консультантів спецрад за якість дисертацій, недопущення академічного плагіату, високий рівень вимогливості під час експертизи досліджень.

Перед розміщенням на сайті обов'язковим стане етап погодження електронних версій усіх текстів завідувачем відділу аспірантури і докторантури для перевірки їх на предмет дотримання нормативних вимог.

Плануються щоквартальні наради за участю ректора, проректора з наукової роботи, завідувача відділу аспірантури і докторантури з головами, вченими і технічними секретарями спецрад, на яких будуть обговорюватися питання організаційного і матеріально-технічного забезпечення спеціалізованих вчених рад університету.

На 2018 рік планується створення окремої зали для проведення засідань усіх спецрад університету.

Щороку у грудні на Вченій раді університету передбачається заслуховувати звіти голів спеціалізованих вчених рад з аналізом проблем і перспектив їх діяльності.

Враховуючи необхідність залучення молодих науковців до світового публікаційного простору в університеті можливі певні стимулюючі важелі, зокрема згідно з Колективним договором автори за публікації статей у базах Scopus і Web of Science можуть отримувати відповідні винагороди.

Також аспіранти денної бюджетної форми навчання мають можливість безкоштовно публікуватися у фахових виданнях університету, друкувати за рахунок університету автореферати дисертацій, а докторанти – видавати монографії.

Передбачається розробка збалансованого документа, який регламентує систему запобігання та виявлення академічного плагіату в університеті на різних рівнях:

- на першому (бакалаврському) та другому (магістерському) освітніх рівнях вищої освіти;
- на третьому освітньо-науковому (аспірантському) рівні вищої освіти (аспірантура);
- під час атестаційного процесу здобувачів наукових ступенів у спеціалізованих вчених радах університету;
- у роботі редакційних колегій наукових видань, щодо яких університет є засновником;
- при визнанні в університеті документів про науковий ступінь та (або) вчене звання, одержаних особами в навчальних закладах чи установах інших країн.

Серед результатів трансформації аспірантури у PhD-модель можна визначити такі:

- посилення корпоративності і включеності аспірантів в життя університету;
- активізація проектної діяльності у ВНЗ;
- поступове формування дискурсу академічної доброчесності

Вбачаємо при цьому низку проблемних питань, які потребують свого вирішення на загальнодержавному рівні:

- пошук оптимального балансу між освітньою і науковою компонентами підготовки PhD;
- розробка і затвердження стандартів для рівня доктора філософії;
- ухвалення нового Порядку присудження наукових ступенів;
- внесення змін до постанови КМУ №261 від 23.03.2016 р., а також наказів МОН України, що регламентують апробацію дисертаційного дослідження;
- розв'язання нормативно-правових колізій, пов'язаних з функціями і повноваженнями НАЗЯВО;

розробка механізмів міжінституційних освітньо-наукових програм на третьому рівні вищої освіти.

Реалізація вказаних проблемних питань дозволить впровадити нову модель підготовки докторів філософії, однак вже сьогодні можна впевнено говорити, що реформа підготовки PhD наближає нас до європейських практик підготовки науковців, і лише від консолідованих зусиль всіх дотичних до цієї сфери залежать темпи реформування галузі.

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 697.9+004.94

Василец Д.И., асс., рук., доц. Козьминых Н.А.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Моделирование режимов воздухообработки в системах комфортного кондиционирования воздуха

При эксплуатации морских и речных судов существенно изменяется температура воздуха в его помещениях. Также воздух насыщается различными парами, пылью, газами, влагой, изменяется и его давление. Поэтому, для обеспечения комфортных условий жизнедеятельности экипажа и пассажиров, в служебных и жилых помещениях судов стабилизируют качественный состав и характеристики воздуха. Подачу свежего и удаление из помещений загрязненного воздуха на судах осуществляют системы приточной, приточно-вытяжной и естественной вентиляции. Но температуру и влажность воздуха на судах наилучшим образом стабилизируют различные системы кондиционирования, зачастую совместно с работой систем вентиляции. Такие схемы достаточно разнообразны и сложны.

Судовые системы кондиционирования воздуха (СКВ) подразделяют на комфортные и технические, в зависимости от способов обработки воздуха - на централизованные, автономные и комбинированные, а организуют СКВ как одно-, двух- и бесканальные. Комфортные системы кондиционирования стабилизируют на заданном уровне параметры воздуха в каютах и общественных помещениях судна. Технические системы кондиционирования стабилизируют параметры воздуха в грузовых отсеках и служебных помещениях. Границами комфортных зон в помещениях судна является воздух с относительной влажностью $\phi \in (40...60) \%$ при температуре $t \in (19... 23) ^\circ\text{C}$ для зимних, и $23 \dots 27 ^\circ\text{C}$ – для летних условий плавания.

Централизованные СКВ обрабатывают воздух в главной климатической установке. Из этой установки воздух распределяется с помощью вентиляторов в различные помещения. Автономные СКВ обрабатывают воздух непосредственно в кондиционируемом помещении, а комбинированные системы предварительно обрабатывают воздух в главной климатической установке с окончательной доводкой в дополнительных воздухораспределителях.

В одноканальных судовых СКВ воздух полностью подготавливается и поступает по каналу в кондиционируемое помещение. В двухканальных СКВ холодный и горячий воздух перемещают по двум отдельным воздуховодам, но перед подачей в помещения его смешивают. В помещениях с автономными кондиционерами применяют бесканальные СКВ. Техническая реализация судовых СКВ зачастую не проста, часто оригинальна из-за разнообразия типов и целевого назначения судов и требует решения задач рационального выбора элементов и структуры СКВ, оптимизации режимов работы, автоматизации процессов управления, диагностики и других. Понятно,

что столь сложные и многообразные задачи крайне тяжело, а зачастую и невозможно, решить без предварительного математического моделирования, позволяющего отобрать наилучшие технические решения. Именно поэтому решение задач моделирования процессов в судовых СКВ и ее отдельных элементах не теряют актуальности и в настоящее время.

Целью работы является выявление рациональных направлений, средств и сред исследований динамических режимов в судовых кондиционируемых помещениях на основе таких методов математического моделирования, которые позволяют минимизировать энергетические, технико-эксплуатационные, информационные ресурсы при технической реализации и эксплуатации судовых СКВ. Объектом исследования в данной работе являются процессы кондиционирования воздуха в судовых помещениях, а предметом – анализ известных методов и принципов математического моделирования судовых систем кондиционирования воздуха.

На основе анализа известных источников, посвященных решению задач моделирования СКВ и различного вида элементов холодильных установок, можно выделить существенные преимущества программной реализации в объектно-ориентированных средах имитационного моделирования судовых кондиционируемых помещений. Также следует считать, что разработанная структурная схема элемента СКВ или системы кондиционирования может быть с легкостью встроена, например, в имитационную модель всей судовой системы охлаждения и кондиционирования. Такая интеграция позволит не сложными методами учесть различные возмущения, нелинейности, осуществлять мониторинг и диагностику, вводить любые алгоритмы управления, позволит модернизировать существующую или спроектировать новую систему автоматизированного управления, осуществлять многовариантные оптимизационные расчеты, оценить уровни энергопотребления.

В настоящее время практически отсутствуют математические модели судовых СКВ и судовых кондиционируемых помещений, пригодные для качественной оценки процессов кондиционирования воздуха, в том числе оценки процессов энергопотребления, относительно простыми средствами. Анализ известных исследований и решений показывает, что наиболее перспективное и удобное представление математических моделей судовых СКВ и судовых кондиционируемых помещений осуществляется с помощью структурных схем, содержащих передаточные функции с сосредоточенными и/или распределенными параметрами, причем часть передаточных функций может содержать дробные степени. Программная реализация структурных схем, например, судовых кондиционируемых помещений, может осуществляться в таких известных системах моделирования, как Matlab, VisSim, LabVIEW и им подобных объектно-ориентированных средах.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Загоруйко, В. А. Судовая холодильная техника / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. – Київ: Наукова думка, 2000. – 608 с.

2. Лалаев, Г. Г. Судовые холодильные установки и системы кондиционирования / Г. Г. Лалаев.—М.:Транспорт,1981.—248с. 3. Онищенко, О. А. Двухканальная система управления малыми холодильными установками / О. А. Онищенко // Электротехнические и компьютерные системы. – 2012. – №5.—С.37-42. 4. Онищенко, О. А. Оценка энергетических затрат на выработку холода бытовым холодильным прибором / О. А. Онищенко // Вісник КДПУ ім. Михайла Остроградського. –2007.—№3.—С.44-48. 5. Чумак, И. Г. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов / И. Г. Чумак, А.И.Коханский-Машиностроение,1978.—191с. 6. Оносовский, В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: учеб. пособ / В. В. Оносовский. – Л.: Изд. Ленингр. Унив-та, 1990, 208 с.

УДК 629.543.064-621.2

Завизиступ А.Ю., рук.: д. т. н., доц. Козьминых Н. А.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Использование вторичного пара метана для повышения эффективности СЭУ газозовов

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ИМО – Intrnational Marititme Organisation

КПГ – компримированный природный газ

СУГ – сжиженный природный газ

СЭУ – силовая энергетическая установка

ПТУ – паротурбинная установка

ГТУ – газотурбинная установка

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

ТХР – термохимической регенерацией тепла

В последнее время в современном судостроении всё больше набирают популярности СЭУ с использованием, как комбинированного типа топлив, так и СЭУ с использованием исключительно газообразного топлива. Причин тому несколько, во-первых дешевизна газового топлива напротив постоянно растущих цен на нефтепродукты, во-вторых остро стоящий вопрос экологии, ведь с каждым годом вводятся всё более жёсткие требования к выбрасываемым в атмосферу отработанным газам, в водимым ИМО.

Газ как моторное топливо представлен двумя основными разновидностями компримированный природный газ (КПГ), и сжиженный углеводородный газ (СУГ). Первый является метаном, а второй - смесью пропана и бутана. Исторически первым распространение получил пропан-бутан. Его преимущество в том, что он легко сжижается при обычной температуре при давлении всего 10–15 атмосфер. При этом для его перевозки достаточно стального баллона с толщиной стенок всего 4–5 мм. С метаном сложнее. Сжижать его можно только при низких температурах, порядка минус 160 градусов по Цельсию. Соответствующие технологии сжижения и «разжижения» недеше-

вы. Метан можно также сжимать. Однако чтобы количество сжатого газа по объему было хотя бы примерно сопоставимо со сжиженной пропан-бутановой смесью, сжаться он должен до 200–250 атмосфер. Поэтому для перевозки компримированного метана нужны, гораздо более прочные и тяжелые баллоны.

Особенности применения и хранения газового топлива.

К числу важнейших качеств природного газа, делающих его привлекательным для судовой энергетики и позволяющих создавать эффективные двигатели с низким содержанием вредных выбросов, относится прежде всего высокая экологичность. У газовых видов топлива отношение водород/углерод составляет 2,5–4,0, а молекулы химически устойчивы и просты по строению. Это обеспечивает высококачественное протекание процесса сгорания топлива, бездетонационную работу двигателя и более высокую экологическую чистоту продуктов сгорания (чем выше отношение водород/углерод в топливе, тем меньше CO_2 образуется в продуктах сгорания). Преимущества газового топлива по энергетическим свойствам по отношению к топливу на основе нефти определяются более высоким октановым числом, удельной теплотой сгорания, стехиометрическим отношением (количеством воздуха, необходимого для полного сгорания, топлива) и более низкой теплотой сгорания стехиометрической смеси. По удельным затратам труда, капиталовложениям и потребительской стоимости газ значительно экономичнее угля и нефтяного топлива. Огромное значение имеет также удобство использования газа: нет необходимости в устройствах для предварительной подготовки и подачи, которые требуются при использовании твёрдых и жидких топлив, регулирование подачи газа несложно, газ легко смешивается с воздухом и другими газами. Применение газового топлива позволяет существенно сократить количество вредных выбросов в сравнении с топливом на основе нефти – полностью исключить выбросы серы, кардинально (на 90 %) снизить выбросы оксидов азота (NO_x) и существенно (на 30 %) снизить выбросы диоксида углерода (CO_2) и твердых частиц.



Рис. 1 Требования к уровню SO_x в ОГ

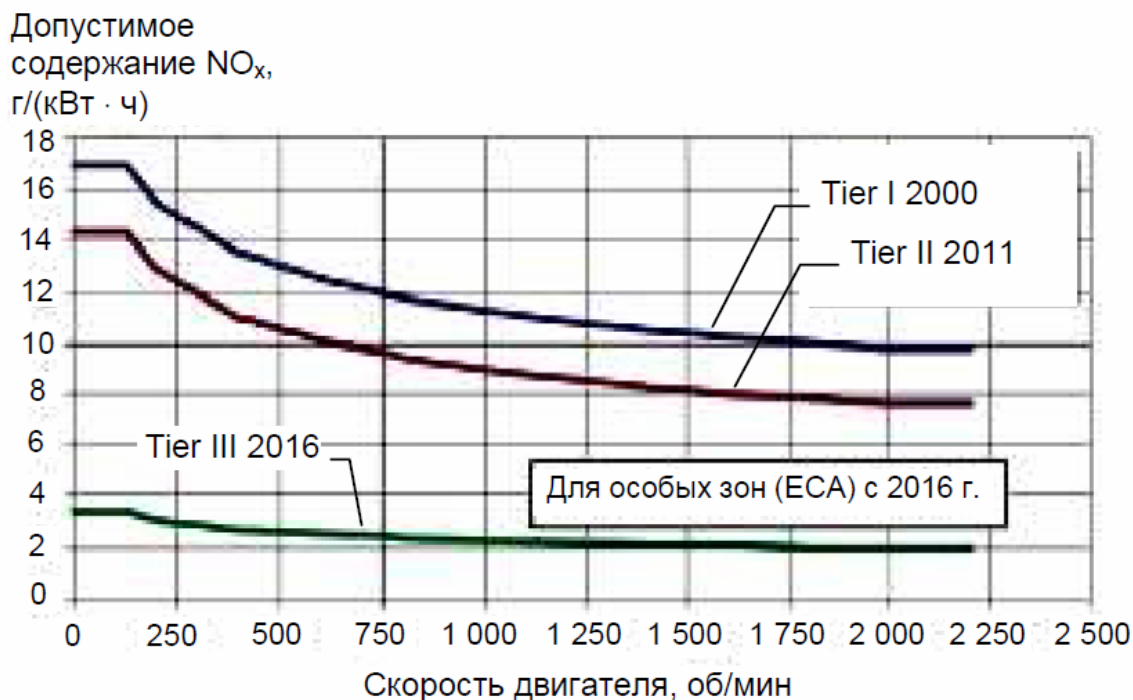


Рис. 2 Требования к уровню NO_x в ОГ

Одним из наиболее перспективных путей сокращения расхода дизельного топлива, снижения вредных выбросов при одновременном выполнении задачи по увеличению моторесурса двигателей и широкого применения газа является перевод СЭУ на газовое топливо. Существенным недостатком газовых топлив по сравнению с жидкими является необходимость создания более сложной инфраструктуры, обеспечивающей снабжение потребителей. Причиной этого является низкая плотность газов в нормальном состоянии, которая примерно в тысячу раз меньше плотности жидких топлив. Решением могут быть газовые двигатели, устанавливаемые на судах, перевозящих природный газ в криогенном состоянии (танкеры-метановозы). При хранении и перевозке газ частично испаряется (0,2–0,3 % в сутки от перевозимого объема), что при грузоподъемности в десятки и сотни тысяч тонн составляет достаточно значительные количества. Энергетически и экономически целесообразно использовать это топливо в судовой энергоустановке. Одной из проблем при этом является согласование количества испаряющегося газа с потребностью двигателей в топливе. Именно поэтому в таких установках, целесообразно использовать газодизели. Они допускают широкое варьирование соотношений между газовым и дизельным топливом. Например: работе как в дизельном режиме в порожнем рейсе, так и до подачи жидкого топлива в количестве минимально необходимом для осуществления газодизельного процесса.

Типы СЭУ для применения газовых топлив.

Паротурбинные установки (ПТУ). Наиболее просто организовать сжигание газового топлива в судовых котлах ПТУ. Преимущества ПТУ при работе на газе: практически неограниченная агрегатная мощность установки, которая может быть использована для работы на винт непосредственно; двухтоп-

ливность и нечувствительность к качеству топлива, как газового, так и жидкого. Опасность, свойственная всем ПТУ, независимо от используемого топлива – наличие высоконагруженных трубопроводов пара высокого давления, возможность образования газо-воздушной смеси взрывоопасной концентрации при утечке газа в топке неработающего котла, газоходах и воздуховодах.

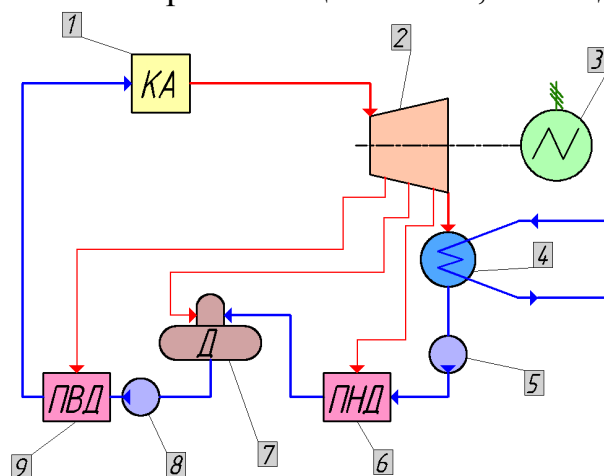


Рис. 3.

Котельный агрегат - 1, турбина - 2, потребитель - 3, конденсатор - 4, конденсатный насос - 5, подогреватель низкого давления (ПНД) - 6, деаэрация - 7, питательный насос - 8, подогреватель высокого давления (ПВД) - 9.

Газотурбинные установки (ГТУ). В конце 2010 г. судостроительная компания Incat (Австралия) получила контракт на строительство первого в мире высокоскоростного паром-катамарана, рассчитанного на 1 000 пассажиров и 153 автомобиля, использующего в качестве топлива сжиженный природный газ. В каждом корпусе катамарана предусмотрена газовая турбина компании General Electric, GE Energy LM2500, которая будет служить приводом для водометного движителя Wärtsilä LJX 1720. В данном варианте турбина будет модифицирована таким образом, чтобы обеспечивалась возможность использовать либо природный газ, либо нефтяное топливо.

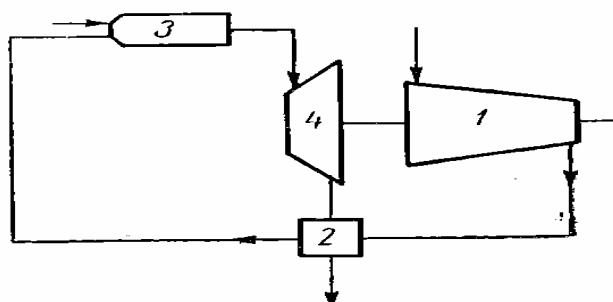


Рис. 4. Принципиальная схема газотурбинной установки.

1-компрессор; 2-подогреватель воздуха; 3-камера сгорания; 4-газовая турбина.

Двигатели внутреннего сгорания. Способ организации рабочего процесса в ДВС предназначенном для работы на природном газе, влияет на токсичность отработавших газов. Выбор способа образования газо-воздушной смеси (конвертирование) влияет на конструкцию двигателя и связан с его стои-

мостью. Двигатели на природном газе классифицируют по признакам, приведенным в табл. 2

Табл.2

Классификация двигателей на природном газе

Двигатели, работающие на природном газе		
По способу смесеобразования	По типу воспламенения топливно-воздушной смеси	По принципу регулирования
Двигатели с внешним смесеобразованием	Газовые двигатели с принудительным воспламенением от электрической искры	Двигатели с количественным регулированием
Двигатели с внутренним смесеобразованием (раздельная подача газа и воздуха в цилиндрах)	Газовые двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	Двигатели с качественным регулированием
	Газодизели с самовоспламенением от запальной дозы дизельного топлива	Двигатели со смешанным регулированием

Фирма Energy Conversion указывает на то, что дизель может работать в двухтопливном режиме, на котором используется природный газ с незначительным количеством дизельного топлива в качестве запального. Проблема возможной детонации, ограничивающей возможность сжатия газоз-воздушной смеси в цилиндре, решается путем использования обедненной газоз-воздушной смеси – чем беднее газоз-воздушная смесь, тем большее сжатие допустимо в цилиндре. Фирма Rolls-Royce предлагает двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Отто на «бедной» смеси с внешним источником воспламенения (форкамерно-факельный процесс). Это позволяет значительно увеличить цилиндговую мощность двигателя при высоких значениях экономичности.

После того как дизелестроительные фирмы организовали производство двухтопливных ДВС, работающих на природном газе по циклу Дизеля с воспламенением топлива в цилиндре от сжатия, этот тип двигателя стал получать все большее распространение на судах газовозах, а затем – и на судах других типов, использующих газ в качестве топлива. Существенным преимуществом газодизельного цикла является то, что мощность источника зажигания в нем значительно больше, чем в двигателе с искровым зажиганием, кроме того, рабочая смесь поджигается не в одной точке у холодной стенки, а в центре заряда. Благодаря этому одной из важных особенностей газодизельного процесса является возможность надежной работы двигателя на обедненной рабочей смеси. При таком способе сохраняется возможность быстрого перехода с газового топлива на дизельное и обратно. У быстроходных дизельных двигателей расход жидкого топлива, используемого для воспламенения и полного сгорания газоз-воздушной смеси, составляет 10–20 % количества, расходуемого при обычном дизельном процессе. В средне- и малооборотных двигателях требуется лишь 5–8 % дизельного топлива для воспламенения. В настоящее время уже есть опытные модели двигателей, использующие 1 % пилотного топлива, и ведутся работы по дальнейшему уменьшению его количества. Именно такой способ воспламенения реализован фирмой Wärtsilä в двухтопливном двигателе 20DF.

Газодизельный процесс при внутреннем смесеобразовании с непосредственным впрыском газа в цилиндр реализован фирмой MAN в двигателе L51/60DF. В конструкции двигателя L51/60DF предусмотрен впрыск в цилиндр газового топлива и жидкого дизельного топлива, причем минимальное необходимое количество жидкого топлива зажигания (пилотного) уменьшено до 1 % от общего потребления. Помимо экономии жидкого топлива уменьшение пилотного топлива очень важно для уменьшения выбросов NO_x. Так, при работе на газовом топливе двигатель L51/60DF выделяет всего 1,5 г/(кВт · ч) NO_x, что полностью соответствует требованиям Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 (уровень Tier III) для особых районов контроля выбросов NO_x.

Аналогичный показатель для двигателей с 6 % пилотного топлива составляет 14 г/(кВт · ч) NO_x.

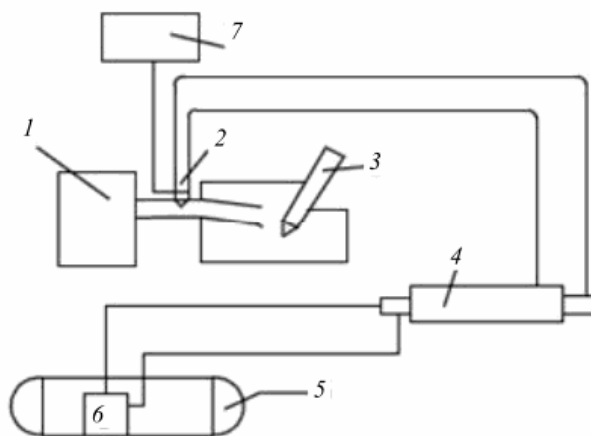


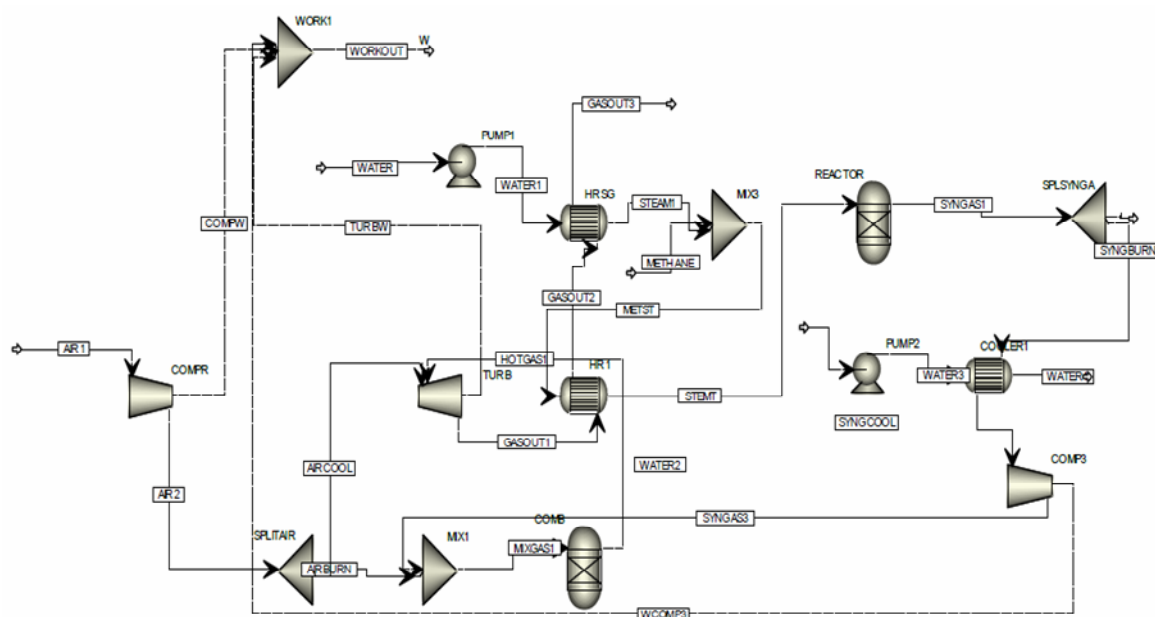
Рис. 5. Система подачи сжиженного газа во впускной патрубок дизеля:
1-воздушный фильтр; 2- форсунка сжиженного газа; 3- форсунка дизельного топлива;
4-система регулирования топлива; 5-баллон сжиженного газа; 6- насос; 7-система управления.

Комплексное решение научно-прикладной проблемы повышения эффективности и экологичности энергетических установок судов газозовозов.

На базе рационального использования естественного выпара груза в энергетической установке путем термохимической регенерации за счет вторичных энергоресурсов в комбинированной установке требует разработки и исследования соответствующих схемных решений СЭУ, подсистем и оборудования, а также методологии определения рациональных параметров СЭУ. В результате анализа характеристик существующих и альтернативных мобильных энергетических установок сформулирована рабочая гипотеза научного исследования, о том, что на судах-газовозах использование газа естественного выпара груза как топлива энергетической установки рационально осуществлять в комбинированной установке с термохимической регенерацией (ТХР) вторичных энергоресурсов СЭУ. В процессе исследования взаимосвязей элементов энергокомплекса с ТХР методами системного анализа рассмотрено четыре иерархических уровня: комплекс в целом, подсистемы комплекса, группа оборудования подсистем, оборудование входящие в группы.

В разработанной математической модели энергокомплекс с ТХР представлен в виде совокупности подсистем:

- энергетической подсистемы, в которой химическая энергия топлива преобразуется в механическую, электрическую и тепловую энергию;
- подсистемы утилизации тепла, предназначенная для преобразования сбросной теплоты энергетической подсистемы в механическую, электрическую и тепловую виды энергии;
- технологической подсистемы конверсии топлива. Связь между элементами подсистем осуществляется потоками энергоносителей (теплоносителей и рабочих тел циклов), посредством которых осуществляются процессы энергетического взаимодействия между подсистемами и в целом, в энергокомплексе.



Проведенные исследования позволили установить, что

- Применение на судах газовоза термохимической регенерации естественного выпара груза за счет вторичных энергоресурсов в комбинированной энергетической установке повышает эффективность на 4-5% за счет рационального использования температурного потенциала вторичных энергоресурсов
- Рациональное соотношение мощности газотурбинной и дизельной части комбинированной энергетической установки с ТХР судна-газовоза составляет не более чем 0,2...0,3.
- Улучшение характеристик индекса энергоэффективности судна газовоза в 1,2-1,5 раза достигается применением ТХР теплоты вторичных энергоресурсов в комбинированной энергетической установке.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. MARPOL Convention 73/78, Annex VI, IMO, London.
2. Хоан Коанг Лыонг, И.А. Апкаров, А.Ф. Дорохов. Особенности применения газообразных топлив в судовых энергетических установках // Морская техника и технология. 2012.
3. Чередниченко А.К. Комплексное исследование эффективности судовых энергетических установок газозовов LNG с термохимической регенерацией тепла. 2015.
4. Применение газовых топлив в двигателях внутреннего сгорания. /Л.В. Виноградов, В. В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев и др. М.: ИРУ ГАЗПРОМ, 1996.
5. Хлюпин Л. А. Схемные решения системы питания дизеля каптированным газом / Л. А. Хлюпин // Исследование, проектирование и эксплуатация судовых ДВС: тр. СПбГУВК. — СПб.: Изд-во «ПаркКом», 2006
6. ГОСТ Р 54983-2012. Системы газораспределительные. Сети распределения природного газа. Общие требования к эксплуатации. Эксплуатационная документация. — М.: Изд-во стандартов, 2012.
- RU 2306423 C1, МПК E 21 F 7/00. Способ утилизации шахтного метана / А. М. Карасевич (RU), Е. А. Пацков (RU), Н. М. Сторонский (RU), А. А. Фалин (RU). Оpubл. 09.20.2007.

УДК 621.436

Кобосов Ю.А., рук. к.т.н., доц. Сагин С.В.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Обеспечение смазки цилиндропоршневой группы малооборотных дизелей

1. Постановка проблемы

Долгое время традиционным способом подачи цилиндрического масла на зеркало цилиндрической втулки были использованы такие устройства, которые получили название механических лубрикаторов. Ведущие дизелестроительные компании пользовались услугами различных фирм поставщиков: MAN B&W – Hans Jensen, Sulzer – Bosh. Однако их конструкции принципиально отличались незначительно. Лубрикаторы Hans Jensen применялись на двигателях MAN B&W до 2000 г. Давление масла в лубрикаторах Hans Jensen создавалось при помощи плунжеров (золотников) и на поверхность цилиндрической втулки подавалось через штуцеры (невозвратные клапаны) на маслораспределительные канавки специальной формы, способствующей более равномерному распределению масла по поверхности трения. Количество плунжерных пар в лубрикаторе равно количеству невозвратных клапанов в цилиндрической втулке. Для одного цилиндра количество штуцеров может быть от 4 до 8 и более в зависимости от диаметра цилиндрической втулки и особенностей конструкции системы подвода масла к цилиндрам. Конструкции

штуцеров разнообразны. Расход цилиндрического масла в лубрикаторах Hans Jensen составлял 0,7-1,2 г/(кВт ч)

Лубрикаторы Bosh применялись в основном на двигателях Sulzer. Давление масла в лубрикаторах Bosh создавалось при помощи плунжеров (золотников), далее масло поступало через распределительные золотники к каплеуказателям, по которым оценивалась цикловая подача масла, и к штуцерам в цилиндрической втулке. Расход цилиндрического масла в лубрикаторах Bosh составлял 0,72-1,1 г/(кВт ч) для двигателей RD и 0,67-0,94 г/(кВт ч) – для двигателей RND.

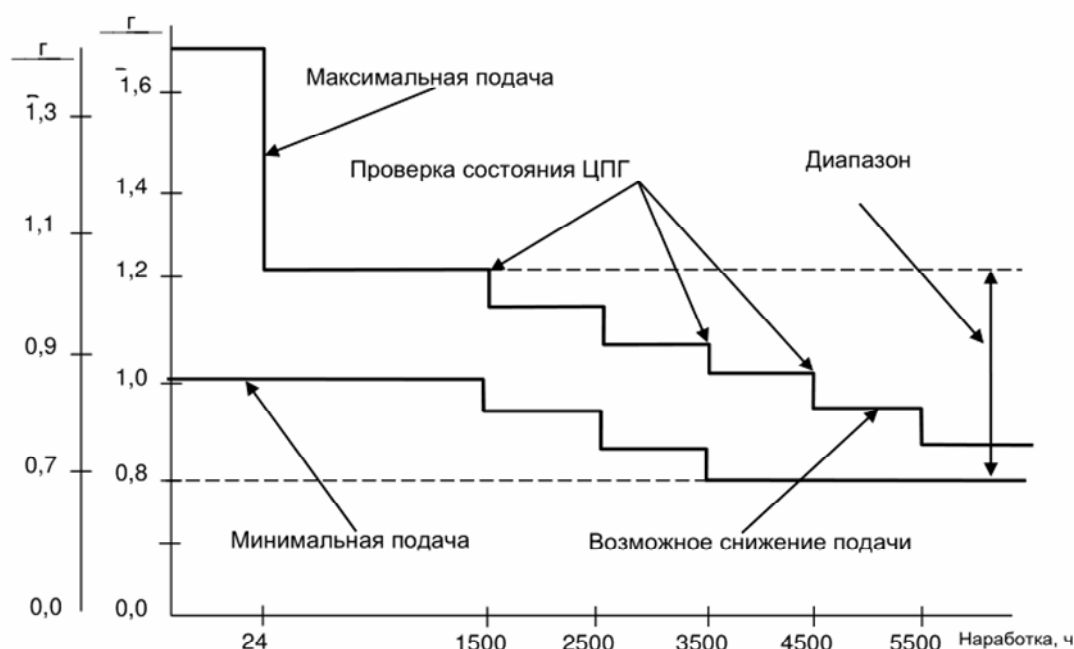


Рис. 1. Расход цилиндрического масла в двигателях MAN B&W с лубрикаторами Hans Jensen
Fig. 1. The expense of cylinder oil in engines MAN B&W c lubricators Hans Jensen

Цель исследования- создание нового способа подачи масла на зеркало цилиндрической втулки. Лидером в этом стала компания Hans Jensen – один из мировых лидеров в разработке систем лубрикаторной смазки. Вместо традиционных штуцеров появились специальные устройства, получившие название «Swirl Injection Principle» (SIP)

2. Решение проблемы

Бурное развитие мирового судового дизелестроения за последние 20 лет внесло серьезные коррективы в организацию процессов цилиндрической смазки

Первыми, кто изменил свой подход к этому вопросу, стала компания Hans Jensen – один из мировых лидеров в разработке систем лубрикаторной смазки. Они, прежде всего, изменили способ подачи масла на зеркало цилиндра. Вместо традиционных штуцеров появились специальные устройства, получившие название «Swirl Injection Principle» (SIP).

В системе цилиндрической смазки SIP применены специальные форсунки, распыливающие цилиндрическое масло по всей окружности втулки цилиндра в верхней ее части. За счет хорошего распыливания и равномерного распределения цилиндрического масла по поверхности втулки цилиндра во время каждо-

го цикла можно добиться удовлетворительного состояния трущихся поверхностей, используя меньшее количество масла, в сравнении с обычной системой смазки. Каждая форсунка SIP имеет сопло, благодаря которому при определенном давлении в трубопроводе осуществляется распыл цилиндрического масла. Его излишки и утечки не попадают в цилиндр, а посредством возвратного трубопровода стекают в цистерну смазки. Давление открытия игольчатого клапана форсунки регулируется с помощью затяжки пружины.

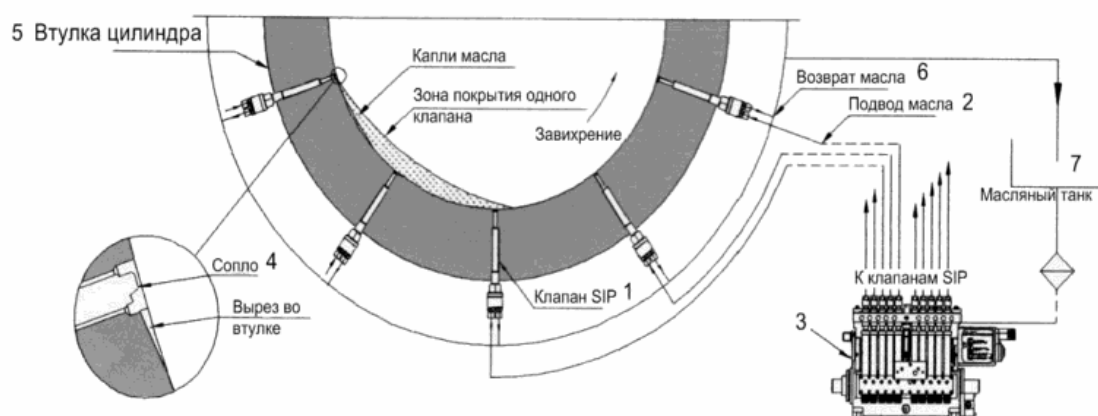


Рис. 2. Принципиальная схема лубрикаторной системы HJ SIP

Fig. 2. The Circuit diagram lubricators systems HJ SIP

В системе цилиндрической смазки SIP применены специальные форсунки, распыливающие цилиндрическое масло по всей окружности втулки цилиндра в верхней ее части. За счет хорошего распыливания и равномерного распределения цилиндрического масла по поверхности втулки цилиндра во время каждого цикла можно добиться

Система SIP позволяет сократить расход цилиндрической смазки более чем на 60 % при отличном состоянии поверхности цилиндрической втулки и поршневых колец .

2.2 Вопросы к методике эксперимента

Система SIP дает возможность сократить расходы на модернизацию системы цилиндрической смазки, заменив в ней только масляную форсунку, оставив остальные элементы системы.

Мировое дизелестроение по достоинству оценило разработку фирмы Hans Jensen. Многие двигатели морских судов были оборудованы или модернизированы путем установки системы цилиндрической смазки SIP.

Одновременно ведущие дизелестроительные корпорации работали над созданием собственных высокоэффективных систем лубрикаторной смазки цилиндропоршневых групп крейцкопфных малооборотных двигателей.

Первой в этом вопросе преуспела фирма MAN Diesel, которая разработала, успешно испытала и стала использовать на всех своих дизелях систему «Альфа-лубрикатор».

Фирма MAN Diesel с 2000 г. применяет альфа-лубрикаторы на двигателях серии MC.

В альфа-лубрикаторы масло поступает из системы гидропривода (около 200 бар) при помощи поршня к плунжерам, которые под большим давлением

нагнетают масло к соответствующим форсункам, установленным в цилиндрических втулках взамен традиционных штуцеров (невозвратных клапанов). Форсунки распыливают масло на поверхности поршневых колец и втулок в момент, когда пакет поршневых колец проходит мимо форсунок при движении поршня от НМТ к ВМТ. Таким образом, масло равномерно распределяется по поверхностям трения, что значительно улучшает условия формирования надежной пленки масла на этих поверхностях, позволяя существенно сократить расход цилиндрического масла при хорошем состоянии поверхностей трения

3. Результаты исследований

Управление альфа-лубликатором электрическое (рис. 5). Система управления регулирует дозировку масла к содержанию серы в топливе (рис. 6).

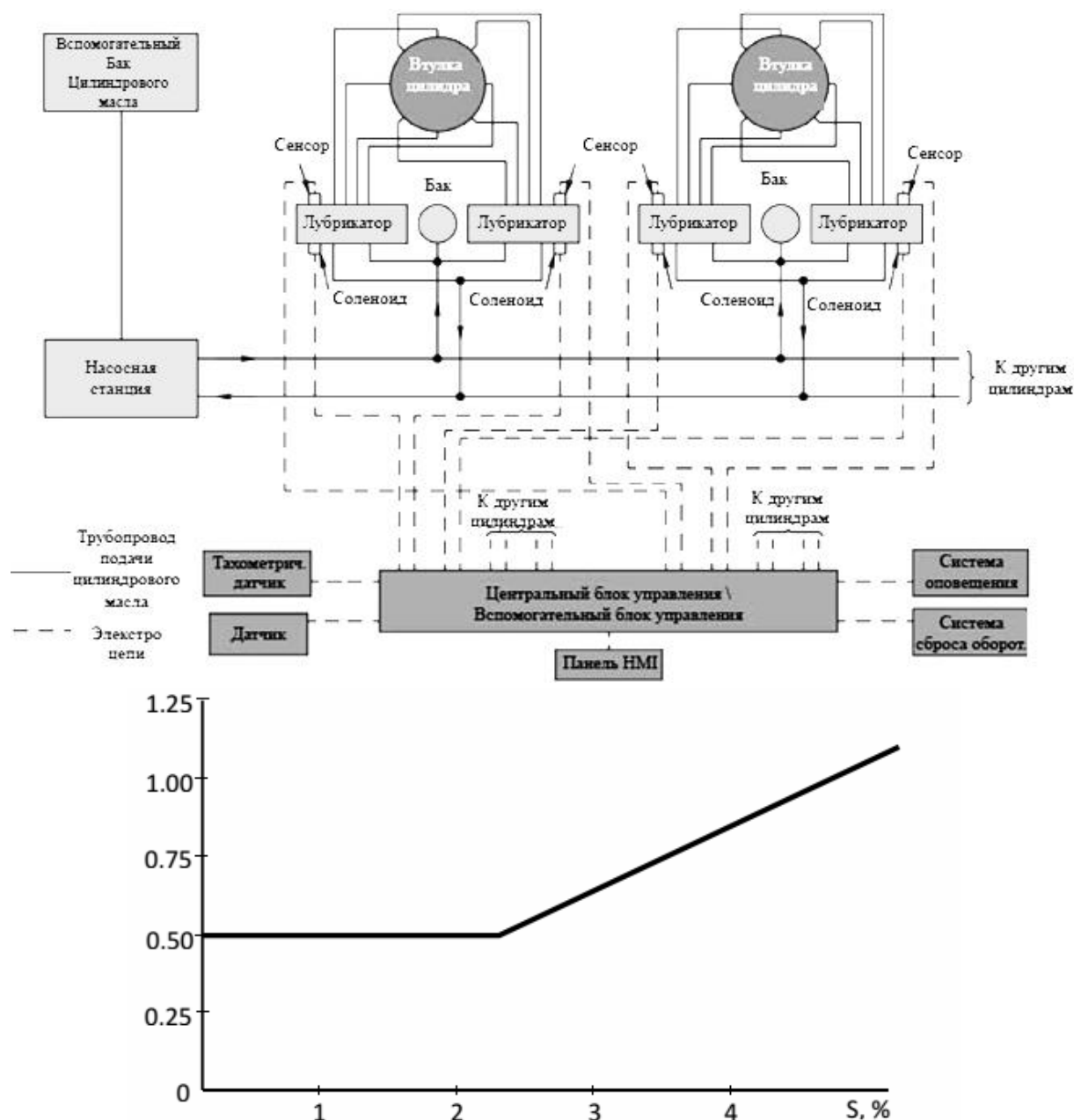


Рис. 6. График зависимости дозировки масла от содержания серы
Fig. 6. The schedule of dependence of a dosage of oil from the sulfur maintenance

Применение альфа-лубликаторов и непосредственного впрыска масла на поверхность цилиндровой втулки позволило снизить расход цилиндрового масла, а также снизить содержание вредных выбросов в атмосферу по сравнению с применением механических лубликаторов. Ниже указаны рекомендуемые фирмой-изготовителем расходы цилиндрового масла двигателей серии L и K-МС/МС-С, г/(кВт ч): механический лубликатор – 0,7-1,0; альфа-лубликатор – 0,5-0,8. Высокая экономичность и эффективность данной системы были подтверждены практикой эксплуатации. Снижение расхода цилиндрового масла было впечатляющим – на 40-50 % меньше того, что было при использовании механических лубликаторов. Если учесть, что цилиндровое масло составляет основную долю затрат на содержание деталей цилиндропоршневых групп крейцкопфных малооборотных двигателей (рис. 7), то совершенно очевидно стремление судовладельцев иметь более экономичные и эффективные системы лубрикаторной смазки.

Высокая экономичность и эффективность данной системы были подтверждены практикой эксплуатации. Снижение расхода цилиндрового масла было впечатляющим – на 40-50 % меньше того, что было при использовании механических лубликаторов [4]. Если учесть, что цилиндровое масло составляет основную долю затрат на содержание деталей цилиндропоршневых групп крейцкопфных малооборотных двигателей (рис. 7), то совершенно очевидно стремление судовладельцев иметь более экономичные и эффективные системы лубрикаторной смазки.

Следом за фирмой MAN Diesel мировому сообществу презентовала свою разработку и фирма WARTSILA NSD. Она разработала и внедрила на дизелях серии RTA оригинальную систему, получившую название импульсной лубрикаторной системы смазки цилиндров «Petrofit Pulse Lubricating System» (PPLS) или (PLS). Принцип работы импульсной лубрикаторной системы смазки цилиндров заключается во впрыске точного количества цилиндрового масла в определенный момент времени под давлением исключительно в пакет поршневых колец и на юбку поршня, откуда масло равномерно распределяется по втулке цилиндра (рис. 8).

Основными элементами PLS являются :

- импульсный смазочный модуль, состоящий из дозирующего насоса с электронно- управляемым временем подачи;
- форсунки, до восьми в одном ряду, расположенные по диаметру цилиндровой втулки;
- фильтрующая и измерительная системы;
- вспомогательный привод подачи цилиндрового масла;
- система управления;
- два датчика угла поворота коленчатого вала, один из которых резервный.

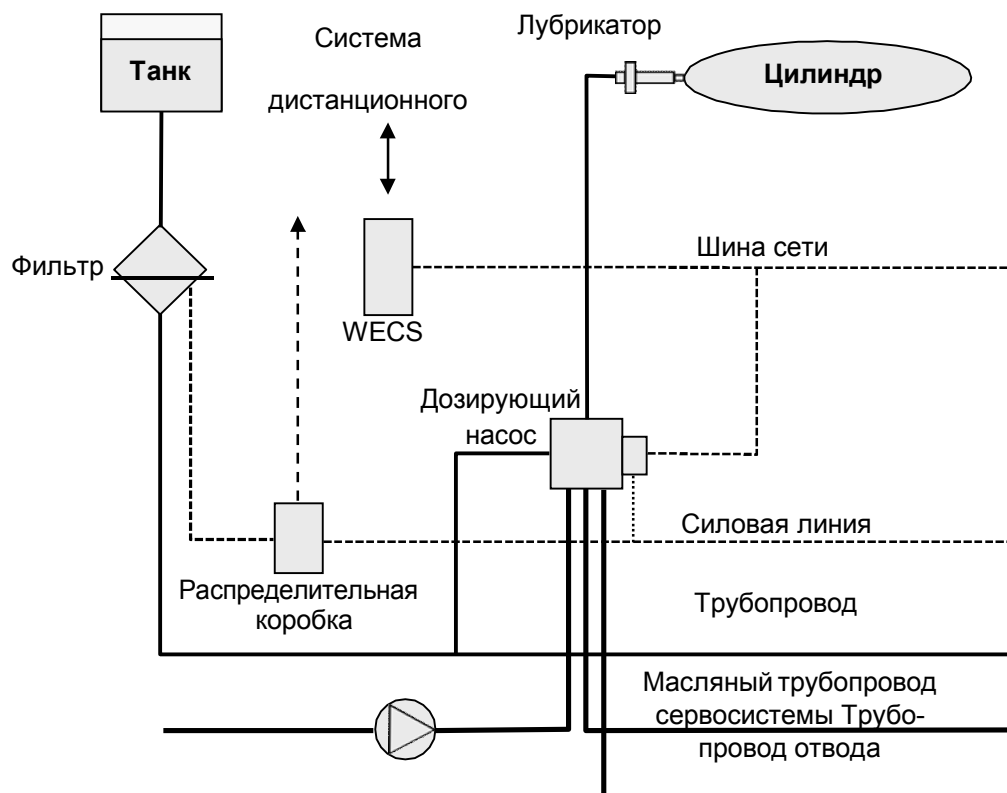


Рис. 8. Принципиальная схема «Retrofit Pulse Lubricating System» Fig. 8. The Circuit diagram «Retrofit Pulse Lubricating System»

Импульсный смазочный модуль для каждого цилиндра состоит из дозирующего насоса, 4-ходового соленоидного клапана, датчика давления, управляющей электроники, гидроаккумулятора диафрагменного типа, собранных в один узел. Смазочный модуль подает очень точное количество цилиндрического масла с высокой скоростью к лубрикатрам в полной синхронизации с системой управления двигателя (рис. 9). В зависимости от нагрузки на цилиндр система управления двигателя посылает соответствующий сигнал на контролируемую электронику смазочного модуля, информируя ее о требуемом количестве смазочного масла.

Эффективность и экономичность данной системы также оказались достаточно высокими, о чем свидетельствуют результаты, приведенные на рис. 10.

Однако столь бурное развитие лубрикаторных систем смазки цилиндров крейскопфных малооборотных дизелей одновременно поставило серьезные вопросы, связанные с безопасной эффективной и экономичной эксплуатацией деталей цилиндро-поршневых групп этих дизелей

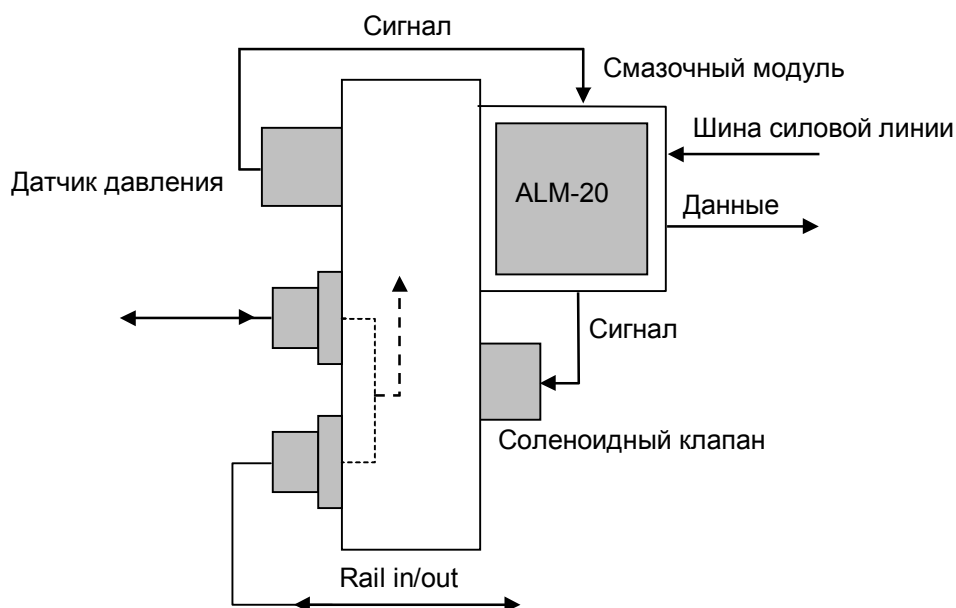


Рис. 9. Принципиальная схема смазочного модуля

Fig. 9. The Circuit diagram of the lubricant module

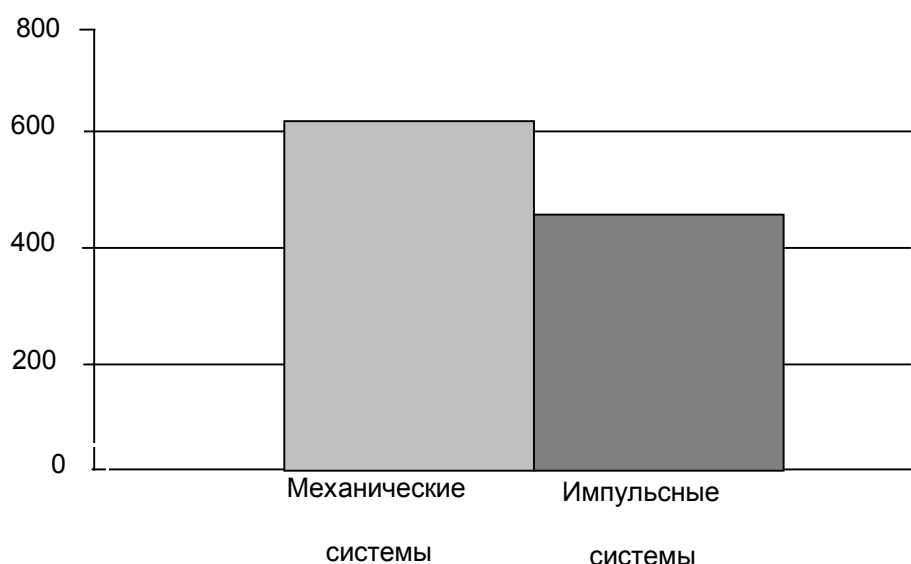


Рис. 10. Диаграмма, отражающая затраты на цилиндрическое масло Fig. 10. The diagram reflecting expenses for cylinder oil

Во-первых, традиционные рекомендации по выбору дозировки подачи цилиндрического масла на зеркало цилиндрической втулки [5, 6, 7] стали неактуальными. Новые рекомендации выглядят не очень конкретно (0,7-1,7 г/(кВт ч)) [8].

Во-вторых, как показывает опыт работы испытательной лаборатории «Химмотология» МГУ им. адм. Г.И. Невельского, а также регулярные отчеты компании DNV Petroleum Servic [9] при бункеровке морских судов тяжелым топливом в различных портах мира содержание серы в топливах колеблется в достаточно широком диапазоне: от 1 % в портах Дальневосточного бассейна России до 4,5 % в европейских портах и США.

Общеизвестно, что при недостаточной для нейтрализации паров серной кислоты щелочности цилиндрического масла [9, 10] начинается интенсивная коррозия цилиндрической втулки в районе верхнего пояса при нахождении поршня в ВМТ. Избыточное же щелочное число цилиндрического масла приводит также к негативным последствиям вследствие полировки зеркала цилиндрической втулки [9, 10]. Положение усугубляется тем, что теперь в акватории Мирового океана появились зоны «Sea Emission Control Area» (SECA) [11, 12], география которых стремительно расширяется. В этих зонах суда должны сейчас работать на топливах с содержанием серы $S < 1,5 \%$. Однако уже в ближайшем будущем требования ужесточатся (рис. 11).

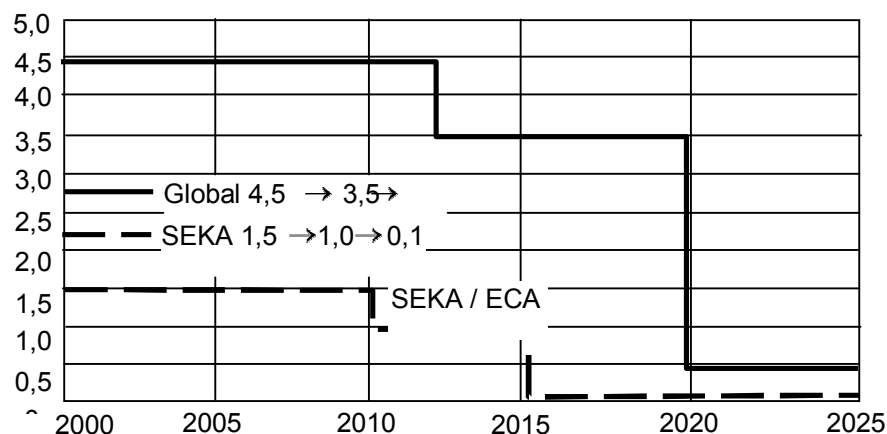


Рис. 11. Требования зон SECA к содержанию серы в топливе Fig. 11. Requirements of zones SECA to the sulfur maintenance in fuel

Требование работы дизеля на малосернистом топливе вызвало появление на рынке цилиндрических масел с более низким значением щелочного числа, чем у традиционных лубрикативных масел. Если существующий ассортимент цилиндрических масел, предлагаемый ведущими нефтяными корпорациями, имел щелочное число 70 мг КОН/г, то вновь предлагаемые продукты имеют 40 мг КОН/г или 50 мг КОН/г.

В настоящее время пока только компания MAN Diesel отреагировала на такое изменение конъюнктуры рынка. На рис. 12 представлены их рекомендации по дозировке цилиндрического масла при работе на топливе с различным содержанием серы в топливе и разным значением щелочного числа цилиндрических масел.

Учитывая не очень конкретные рекомендации по дозированию, обусловленные изменением конструкции лубрикативных систем смазки, а теперь еще и различными сортами цилиндрических масел и содержанием серы в топливе, становится очевидным, что степень неопределенности с выбором удельного эффективного расхода цилиндрического масла существенно возрастает. По нашему мнению, еще более запутывает ситуацию одно из сервисных писем компании MAN Diesel [13], в котором эксплуатационникам дается следующая рекомендация: «Использование масла со щелочным числом 70 мг КОН/г при работе на низкосернистых топливах приводит к повышенным отложениям на поршне, что в свою очередь приводит к повышенному износу

цилиндровой втулки. Уменьшение количества подаваемой в цилиндр смазки со щелочным числом 70 мг КОН/г приведет к уменьшению отложений на поршне, но будет препятствовать созданию необходимой масляной пленки на цилиндровой втулке, что в конечном итоге приведет к ее ускоренному износу».

Вывод.

Таким образом, можно констатировать, что требуются серьезные научные исследования взаимосвязи между параметрами отработанного цилиндрического масла и интенсивностью изнашивания деталей цилиндропоршневых групп крейцкопфных малооборотных дизелей. Контроль параметров отработанного цилиндрического масла может стать важнейшим фактором в обеспечении безопасной эксплуатации цилиндропоршневых групп крейцкопфных малооборотных дизелей на современном этапе. Кстати, что весьма немаловажно, понимание необходимости корректировки работы альфа-лубликаторов по результатам анализа «drain oil» предусмотрена кампанией MAN Diesel в конструкции этих устройств, однако пока отсутствуют какие-либо рекомендации, алгоритмы по использованию этой обратной связи.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников М.Н. Судовые дизельные установки [Текст] / М.Н. Овсянников, В.А. Петухов. – Л.: Судостроение, 1986. – 426 с.
2. Конкс Г.А. Мировое судовое дизелестроение [Текст] / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.
3. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели [Текст] / И.В. Возницкий. – СПб.: КСИ, 2006. – 121 с.
4. MAN B&W Diesel A/S List of Service Letters No.SL02-398/HRJ. January, 2002.
5. Кузьменко Г.В. Особенности дозировки цилиндрического масла в судовых малооборотных дизелях [Текст] / Г.В. Кузьменко, А.А. Панасенко // Проблемы транспорта Дальнего Востока: материалы седьмой междунар. науч.-практ. конф. 03-05 октября 2007 г. – Владивосток: Дальневост. отделение Российской академии транспорта, 2007. – С. 82– 85.
6. РД 31.24.02.15-85. Двигатели «Зульцер» судовые малооборотные. Регулировка подачи цилиндрического масла. – Л., 1985. – 27 с.
7. MAN B&W Diesel A/S List of Service Letters No. SL90-261/OG. February, 1990.
8. MAN B&W Diesel A/S List of Service Letters No. SL90-417/HRJ. January, 2003.
9. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах [Текст] / И.В. Возницкий. – СПб.: КСИ, 2005. – 124 с

Кокошенко Д.Д. кер доц. Козьмініх М.А.
Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз можливостей удосконалення систем вторинного скраплення вантажу суден метановозів

1. Методи утилізації випарованного вантажу суден-метановозів.

Коли використання газу набуло регіональний характер, діапазон його застосування розширився від побутового палива до нафтохімічної сировини і виробництва електроенергії. Споживання газу в електроенергетиці за останні 25 років зросло через створення ефективних газових турбін і усвідомлення екологічних переваг, пов'язаних з використанням газу. Сьогодні на частку електроенергетики припадає більше половини попиту на газ. За оцінками Управління енергетичної інформації США (US Energy Information Administration) в період з 2002 по 2025 рр. обсяг споживання газу зросте на 70 відсотків. Скраплений природний газ стає одним з головних екологічно чистих енергоносіїв з низьким рівнем шкідливих викидів при спалюванні. З економічних міркувань, газ вигідніше перевозити у вигляді рідини, тому що вага зрідженого газу, у такому випадку, буде приблизно в 650 разів більше, ніж вага його в стані газової фази. Температура, при якій газ можливо сконденсувати варіює залежно від тиску, під яким знаходиться газ. Тому, комбінація тиску і температури транспортування газу враховується при проектуванні і обладнанні судів для перевезення газу. Метан перевозять при тиску близькому до атмосферного і температурі -161°C . Танки метановози, в залежності від типу, розраховані на робочий тиск не більше ніж $0,7\text{ кгс / см}^2$. Через теплообмін вантажу з навколишнім середовищем, частина вантажу випаровується, що призводить до підвищення тиску в танках. Видалення надлишкового тиску можливо здійснювати різними способами:

- 1) Стравлюють тиск в атмосферу.
- 2) Використовувати газ як паливо.
- 3) Зріджують газ і повертати пари в танк.

Перші метановози утилізували випарувався вантаж натравлюванням надлишкового тиску в атмосферу. Аналізуючи таблицю 1, стає очевидним, що такий метод є надзвичайно марнотратним.

Таблиця 1. Обсяги та ціна випарувався газу для метановозів обсягом 142000 м^3

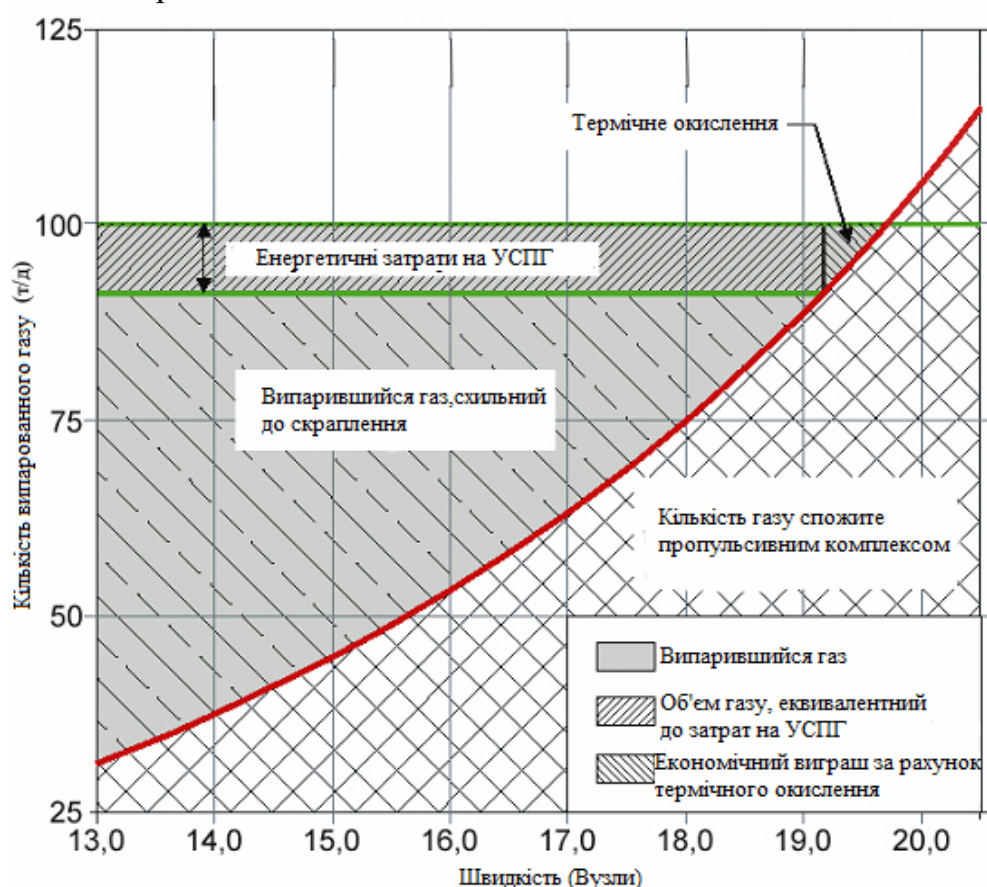
	Судно з повним вантажем	Судно в баласті
Процентна кількість випарувавшогося газу за добу	0,15%	0,06%
Обсяг випарувавшогося газу	$213,0\text{ м}^3 / \text{доб}$	$85,2\text{ м}^3 / \text{доб}$
Енергетична цінність (мінімальна теплота згоряння 50000 кДж / кг)	4528000 МДж/доб	1801617 МДж/доб
Добова вартість	20083 USD/ доб	7992 USD/ доб
Річна вартість	4685280 USD	

Пізніше перейшли до другого способу, на метановозах став поширеним паротурбінний Пропульсивну комплекс, де випарувався газ скидався в котел, а при зайвому випаровуванні спалювався у газовому топочному пристрої в атмосферу. Термічний ККД ПТУ поступається дизельному двигуну приблизно на 20%, тому використовувати таку схему нерентабельно. З цієї причини на метановозах встановлюють дизельелектричний пропульсивний комплекс з чотирьохтактними двопаливними дизельними двигунами або пропульсивний комплекс двухтактного двухтопливного дизельного двигуна з прямою передачею крутного моменту на гвинт.

2. Раціональність застосовування УПСГ на судах-метановозах.

Головним завданням УПСГ є регулювання тиску в вантажних танках (80 - 120 мбар) за допомогою скраплення парів вантажу; повторно конденсувати зайві пари вантажу, що не були утилізовані в енергетичній установці.

На малюнку 1 показаний приклад раціональності застосування установки повторного зрідження газів. Крива показує залежність витрати випаруваного газу, споживаного дизель-електричним пропульсивним комплексом, від швидкості судна. Для метановозів обсягом вантажних танків 142000 м^3 добова кількість випаруваного газу становить 100 т. Наприклад, якщо судно йде при швидкості 18 вузлів, тоді при відсутності УПСГ втрачається 25 т вантажу на добу. При малому ході економічна ефективність і доцільність використання УПСГ очевидна.



Мал.1 Залежність витрати газового палива від швидкості судна для метановозу обсягом вантажних танків 142000 м^3 .

3. Надійність

УПСГ є елементом складної технічної системи енергетичного комплексу метановозів. Наслідком відмови цього елемента буде неконтрольоване підвищення тиску в вантажних танках, що викличе підриг запобіжних клапанів і втрату частини вантажу, а в деяких випадках може привести до руйнування танка.

УПСГ комплектується резервними підтискаючим компресором і осушувачем, азотним компандером, компресором вантажних парів. Метод резервування - структурний, за способом включення резерву - динамічний, заміщенням.

Резервування заміщенням - це динамічне резервування, при якому функції основного елемента передаються резервному тільки після відмови основного елемента. Включення резерву заміщенням має наступні переваги:

- Не порушує режиму роботи резерву;
- зберігає в більшій мірі надійність резервних елементів, так як при роботі основних елементів вони знаходяться у непрацездатному стані;
- дозволяє використовувати резервний елемент на кілька основних елементів.

УПСГ є складною відновлюваною технічною системою і може бути розділена на сім незалежних підсистем. Мінлива $X_i(t)$ визначає стан системи i в часі для $i = 1, 2, \dots, 7$. Для допоміжного компресора вантажних парів і азотного компресора змінна стану може приймати три або чотири значення на увазі многоступенчатості компресорів, а також передбачається, що відповідні підсистеми можуть приймати подвійний стан.

Таблиця 2. Підсистеми та стану

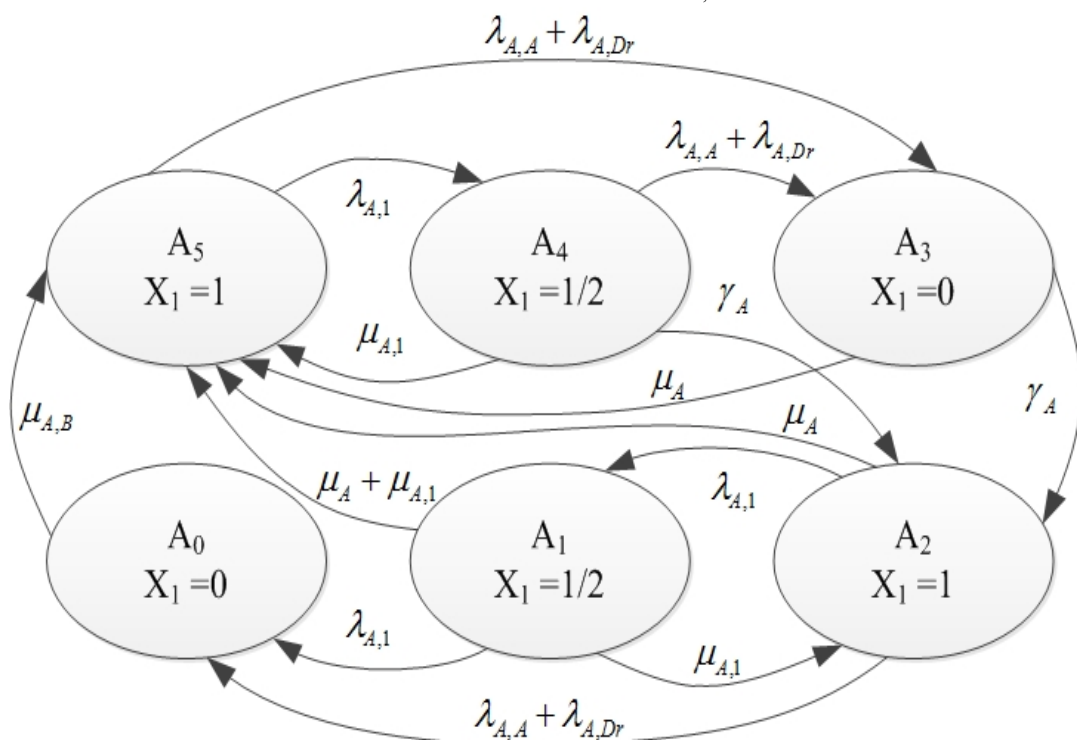
Параметр стану	Елемент	Значення параметра
X_1	Вантажний компресор	$\{0, \frac{1}{2}, 1\}$
X_2	Азотний компандер	$\{0, \frac{1}{4}, \frac{1}{2}, \frac{3}{4}, 1\}$
X_3	Теплообмінник	$\{0, 1\}$
X_4	Сепаратор СПГ	$\{0, 1\}$
X_5	Перекачуючий насос	$\{0, 1\}$
X_6	Резервуар запасу N_2	$\{0, 1\}$
X_7	Азотний підтискаючий компресор з осушувачем	$\{0, 1\}$

Механічні елементи принципово є старіючим. Як показують проведені дослідження вчених в області надійності, час безвідмовної роботи механічних елементів має розподіл Вейбулла або усічений нормальний розподіл. Отже, експоненціальна модель не адекватна фізичним процесам,

що протікають у системі. Для ремонтіваних систем час відновлення практично ніколи не є експоненціальним, тому що він складається з часу виявлення, часу локалізації та часу усунення несправності, дорівнює сумі (залежних або незалежних) зазвичай неекспоненціальних розподілів випадкових величин. Причинами неекспоненціальних розподілів також можуть бути: неодноразовість роботи елементів, наявність відновлення великої кількості механічних пристроїв, наявність штучної і природної надмірності.

Для наочного уявлення функціонування системи при відмовах і відновлення складені діаграма переходів станів підсистеми компресора вантажних парів і підсистеми азотного компандеру. Діаграма переходів стану представлена на мал. 2.

При складанні діаграми були прийняті наступні висновки: в разі відмови основної підсистеми вантажного компресора, негайно станеться запуск резервного компресора з ймовірністю успішного переходу на резерв γ_A . Відмова основного компресора відновлюється з інтенсивністю $\mu_{A,1}$, якщо відбулася відмова одного ступеня компресора, і з інтенсивністю μ_A , якщо відбулася відмова всього компресора. У разі повної відмови резервного компресора відновлення, перекид з непрацездатного стану основного і резервного компресорів, відбудеться з інтенсивністю $\mu_{A,B}$.



Мал. 2 Діаграма переходів стану підсистеми вантажного компресора

Висновки

Установка повторного зрідження газів - новшественний механізм судів-метановозів. Механізм має слабку досвідом експлуатації і маловивчений з точки зору надійності. Відмова УПСГ небезпечний, тому що в деяких випадках може привести до руйнування вантажного танка. З цього випливає,

що питання вивчення надійності та правильної експлуатації УПСГ є актуальним і вимагає особливої уваги для вивчення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. AS Hamworthy Gas Systems BG LNG Reliquefaction // Technical Specification. - 2009 г.
2. AS Hamworthy Gas Systems Control system functional design specification // Technical Specification. - 2009 г.
3. Chang Kwang Pil, Marvin Rausand, Jørn Vatn Reliability assessment of reliquefaction systems on LNG carriers [Книга]. - [б.м.] : Science Direct, Reliability Engineering and System Safety, 2008.
4. Manfred Küver Chris Clucas, Nils Fuhrmann GASTECH [Конференция] // EVALUATION OF PROPULSION OPTIONS FOR LNG CARRIERS. - 2002.
5. R.F. Barron Cryogenics systems [Книга]. - [б.м.] : Oxford University Press, 1985.
6. Н.А. Козьмініх, І.В. Чепаліс Установки повторного скраплення газів на судах-метановозах [Книга] – Одеса, 2009.
7. Зайцев В.В. Коробанов Ю.Н. Суда – газовозы [Книга]. - Ленинград : Судостроение, 1990.
8. Половко А.М. Гуров С.В. Основы теории надежности [Книга]. - Санкт-Петербург : "БХВ-Петербург", 2006.
9. С.П. Баскаков Перевозка сжиженных газов морем [Книга]. - Санкт-Петербург : Судостроение, 2001. - стр. 64.

УДК 629.436

Коржов В.И., рук.проф. Половинка Э.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Исследование кавитационного метода обработки топлива в судовых системах топливоподготовки

Для обеспечения надежной работы топливной аппаратуры судовых дизелей топливо проходит предварительную обработку, заключающуюся в отстаивании, сепарировании, фильтрации, подогреве тяжелого топлива, а иногда и предусматривающуюся химическую, гидродинамическую, магнитную и другие методы. После предварительной обработки топливо подается к дизелям. Особое внимание предварительной очистке уделяется при использовании в дизелях тяжелых топлив.

Предварительная обработка осуществляется для удаления из топлива механических примесей и воды, улучшения агрегатного состояния топлива. снижения его коррозионной агрессивности, повышения способности топлива к самовоспламенению и сгоранию, десульфуризации.

Наиболее широко распространены традиционные способы обработки топлива на судах, предусматривающие очистку его от механических примесей и воды путем использования:

- гравитационных сил (отстаивание в емкостях);
- центробежных сил (обработка с помощью центрифугирующих устройств - сепараторов);
- полупроницаемых (фильтрующих) материалов (обработка в фильтрующих устройствах);
- гомогенизаторов, разрушающих сгущения и агломераты

Так же существуют нетрадиционные способы обработки топлива, к которым относятся: химическая, гидродинамическая и магнитная обработки, а также воздействие электрическим разрядом и радиоактивным излучением.

При подготовке изменяются эксплуатационные свойства топлив. Они оцениваются показателями, характеризующими процессы подачи, смесеобразования, сгорания, а также способность вызывать нагарообразование и изнашивание в деталях дизеля.

Разные источники определяют разные эксплуатационные свойства топлива, при этом к основным показателям относятся следующие: фракционный состав, температура вспышки, воспламенения и самовоспламенения, цетановое число, плотность, вязкость, температуры помутнения и застывания, содержание механических примесей, алюмосиликатов, воды, кокса и асфальтенов, солей натрия и окислов ванадия, зольность, содержание серы; кислотность, теплота сгорания.

Вопросы ультразвуковой обработки топлива также рассматривались при проектировании и модернизации систем топливоподготовки. Однако этот вид топливоподготовки изучался с точки зрения создания стойких смесей топлива разной плотности и структурного состава, а его использование с целью снижения концентрации серосодержащих компонентов с параллельным влиянием на коррозионный износ и экологические параметры работы дизеля, вообще не изучалось.

Таким образом, невзирая на большое количество исследований, выполненных как отдельными учеными, так и научными организациями, подавляющее большинство из них касается оптимизации стандартных способов топливоподготовки, не выполняя глубокого анализа альтернативных способов совершенствования систем топливоподготовки судовых двигателей.

Исходя из анализа состава тяжелых топлив для судовых двигателей и способов их очистки в процессе топливоподготовки, можно сделать заключение, что основными побочными продуктами, оказывающими существенное влияние на долговечность и экономичность работы судового дизеля, являются находящиеся в топливе: механические примеси, смолисто-асфальтеновые вещества, сера и сернистые соединения, вода.

В качестве способов десульфуризации топлива в судовых условиях могут быть использованы:

- тонкая фильтрация;

- гидроочистка;
- смешивание топлива со связующими реагентами с последующей отстаиванием, фильтрацией или сепарацией осадка;
- окислительное восстановление;
- ультразвуковая кавитационная обработка.

Методом десульфуризации топлива, применимым на всех типах морских судов и СЕУ является ультразвуковая кавитационная обработка топлива, особенности которой рассмотрены ниже.

Одним из вариантов осуществления задачи разрыва межмолекулярных связей в топливе является использование кавитации – образования разрывов сплошности топлива в результате местного спада давления.

Для образования в топливе акустической полости, необходимо раздвинуть его соседние молекулы на расстояние не менее удвоенной длины промежутка между ними. Топливо может выдерживать максимальное растягивающее напряжение, рассчитываемое по формуле:

$$P \approx \frac{2\sigma}{R}$$

где σ – поверхностное натяжение жидкости, Н/м;

R – радиус пузырька кавитации, м.

Условие равновесия парогАЗового пузырька в жидкости записывается в виде:

$$P_z = P_\infty + P_\Pi + \frac{2\sigma}{R}$$

где P_Γ , P_∞ , P_Π – давление в парогАЗовом пузырьке, статическое давление в жидкости, давление насыщенных паров топлива, соответственно, Па.

При нанесении на топливо ультразвуковых гармонических колебаний уравнение равновесия записывается как:

$$P_0 - P_a = (P_\infty - P_\Pi + \frac{2\sigma}{R_0}) \left(\frac{R_0}{R} \right)^3 - \frac{2\sigma}{R_0} + P_\Pi$$

где: P_0 – начальное давление в пузырьке при наложении ультразвуковой кавитационной волны, Па; P_a – акустическое давление, создаваемое при ультразвуковой кавитации, Па; R_0 – начальный радиус пузырька кавитации, м.

Пузырек устойчив, пока P_a не достигает критического значения $P_{кр}$. При $P_a > P_{кр}$ пузырек начинает быстро расти, что приводит к разрыву сплошности топлива.

Значение критического радиуса определяется по формуле:

$$R_{кр} = \sqrt{3} R_0 \sqrt{\frac{R_0}{2\sigma} \left(P_\infty - P_\Pi + \frac{2\sigma}{R_0} \right)}$$

С учетом того, что давление насыщенных паров значительно меньше гидростатического давления, уравнение для кавитационной прочности жидкости в зависимости от начального радиуса пузырька записывается в виде:

$$R_0^3 + R_0^2 \cdot \frac{2\sigma}{P_\infty} - \frac{32\sigma^3}{27P(P_\infty - P_{kp})^2} \cong 0$$

Динамику кавитационного пузырька с учетом сжимаемости описывает уравнение Херринга-Флинна:

$$\begin{aligned} & R \left(1 - \frac{2}{c_0} \cdot \frac{dR}{dt} \right) \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{1}{c_0} \cdot \frac{dR}{dt} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^2 + \\ & + \frac{1}{\rho} \left[P_\infty - P_{II} - P_a \sin \omega t + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\mu}{R} \cdot \frac{dR}{dt} - \left(P_\infty + \frac{2\sigma}{R} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma} \right] + \\ & + \frac{R}{\rho} \cdot \frac{1}{c_0} \cdot \frac{dR}{dt} \left(1 - \frac{1}{c_0} \cdot \frac{dR}{dt} \right) \frac{dP(R)}{dR} = 0 \end{aligned}$$

где c_0 – скорость распространения ультразвуковой волны в топливе, м/с;

μ – динамическая вязкость топлива, Па·с; $\gamma = c_p/c_v$ – соотношение удельных теплоемкостей для газа.

Данное уравнение не решается в общем виде. Его численное решение получают для конкретных частных случаев с определенными значениями частоты и амплитуды звукового поля и величиной начального размера пузырька.

Эффект кавитации сопровождается микровзрывами, ультразвуком, а также механическими срезами и соударениями при воздействии сотен режущих пар,двигающихся навстречу друг другу с высокой линейной скоростью. Величина этой скорости составляет несколько десятков метров в секунду, что дает возможность разрезать диспергируемые вещества на мельчайшие микрочастицы.

При распространении ультразвуковой волны даже сравнительно небольшой интенсивности (всего несколько ватт на квадратный сантиметр) в топливе, как и в любой жидкости, возникает переменное звуковое давление, амплитуда которого не превышает 1 МПа. Под действием этого давления

топливо попеременно испытывает сжатие и растяжение. Топливо, являясь несжимаемой жидкостью, практически не изменяет своих свойств при увеличении давления. Однако, в случае создания разрежения внутри топлива или даже на его поверхности, его агрегатное состояние изменяется, в частности возможно появление газообразования в его объеме. При распространении ультразвуковой волны в топливе растягивающие усилия в области разрежения волны приводят к образованию в нем разрывов, т.е. мельчайших кавитационных пузырьков, заполненных газом и паром. Данное явление способствует возникновению ультразвуковой кавитации топлива.

Кавитационные пузырьки в некоторой области топлива возникают в тот момент, когда до этой области доходит фаза разрежения ультразвуковой волны. Как правило, кавитационные пузырьки не стойки во времени: уже следующая за разрежением фаза сжатия приводит к захлопыванию большей их части. Поэтому кавитационные пузырьки исчезают практически сразу вслед за прекращением облучения жидкости ультразвуком.

Рядом исследований установлено, что ультразвуковые колебания способны изменять агрегатное состояние топлива, диспергировать, эмульгировать его, изменять скорость диффузии, кристаллизации и растворение веществ, активизировать реакции, интенсифицировать технологические процессы.

Распространение волн большой интенсивности (ультразвука) сопровождается нелинейными эффектами. Волны большой амплитуды, проходя через топливо, создают области существенного сжатия и разряжения. При существенном разряжении возникают «отрицательные давления», приводящие к разрыву топлива. Пустоты при этом, как правило, заполняются газами, которые проникают в них в следствии диффузии из окружающего топлива, а также с парами топлива. Поскольку в волне за разряжением наступает сжатие, давление на пузырек со стороны топлива

резко возрастает, что приводит к «схлопыванию» пузырьков. При этом возникают волны большой интенсивности.

Ультразвуковая кавитация является эффективным способом концентрации энергии звуковых волн низкой плотности в высокую плотность энергии, связанную с пульсациями кавитационных пузырьков и уменьшением их радиуса R до минимально возможного R_{min} (схлопывания). Образование кавитационных зон (кавитационных пузырьков) в топливной среде происходит в следующей последовательности. В фазе разрежения акустической волны в топливе образуется разрывы в виде полостей, которые заполняются насыщенными парами топлива. В фазе сжатия под действием повышенного давления и сил поверхностного натяжения полость захлопывается, а пары топлива конденсируются на границе раздела фаз. Через стенки полости в нее диффундирует растворенный в топливе газ, который затем подвергается сильному адиабатическому сжатию. В момент схлопывания, давление и температура газа достигают значительных величин. После схлопывания полости в окружающем ее объеме топлива распространяется сферическая ударная звуковая волна, быстро затухающая в пространстве.

При проведении исследований в качестве постулатов принимались следующие утверждения:

- 1) ультразвуковая кавитационная обработка топлива способствует снижению содержания сернистых примесей в топливе;
- 2) при ультразвуковой кавитационной обработке топлива в связи с термическим разложением серосодержащих соединений происходит выделение сульфида водорода H_2S с открытой поверхности топлива.

Подтверждение данных высказываний было выполнено экспериментально и заключалось в следующем. Исследуемая порция топлива помещалась в стеклянную емкость и подвергалась ультразвуковой обработке при разной частоте генерируемого звукового излучения. В емкости с топливом находился температурный датчик, позволявший контролировать уровень температуры, что, впоследствии, позволяло определять энергию, поглощенную топли-

вом при ультразвуковой обработке, а также избегать перегрева топлива до температур, близких к температуре самовоспламенения его паров.

Экспериментальная установка (рис.1) располагалась в автономном химическом шкафу, при этом на протяжении всего эксперимента циркуляция воздушных потоков в нем не производилась. В пробе топлива, подвергающегося ультразвуковой кавитационной обработке, производилось определение содержания сернистых примесей. С этой целью выполнялся анализ спектров горения топлива. С помощью плазменной спектрофотометрии определялись линейчатые спектры поглощения серы, как одной из составляющей топлива. Зная первоначальное содержание сернистых соединений в топливе, по интенсивности данных спектров возможно определить изменение количества сернистых примесей в топливе после его ультразвуковой обработки.

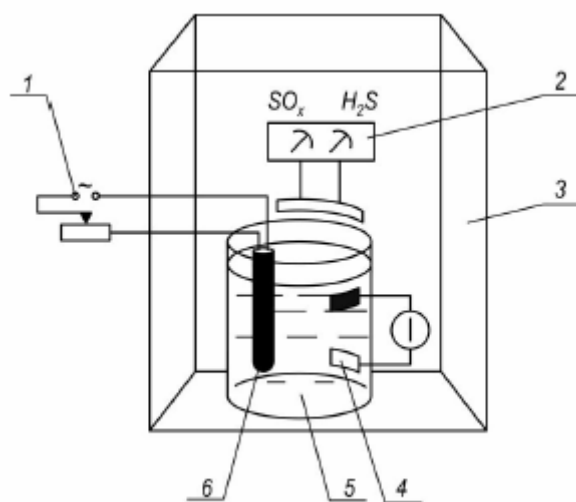


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для определения структурного изменения топлива при ультразвуковой обработке

1 – ультразвуковой генератор; 2 – портативный газоанализатор Dräger X-am 2000 (Германия); 3 – автономный химический шкаф; 4 – температурный датчик; 5 – стеклянная емкость с исследуемым топливом; 6 – магнитострикционный излучатель ультразвуковой установки

На рис.2 изображен фрагмент схемы дооборудования системы подачи топлива к двигателю.

Ультразвуковая установка 4 эксплуатировалась в режиме $I = 0,4$ А с применением магнитострикционного излучателя в диапазоне 20...30 кГц.

В топливной цистерне 2, в которой происходила ультразвуковая обработка топлива, дополнительно устанавливался лопаточный смеситель, что обеспечивало однородность топлива во всем объеме. Во время проведения эксперимента дизели эксплуатировались на топливе HFO380.

Результаты, полученные при определении эксплуатационных параметров работы дизеля (максимального давления цикла и температуры газов в выпускном коллекторе) свидетельствуют о снижении как механических, так и тепловых нагрузок на дизель при использовании высоковязкого сернистого топлива, прошедшего предварительную кавитационную обработку. Согласно требованиям Правил технической эксплуатации судовых технических

средств рассогласование данных величин по цилиндрам дизеля от среднего значения не должно превышать 3,5 % по p_{max} и 10oC. Уменьшение данного интервала в случае использования кавитационной обработки топлива способствует снижению динамических нагрузок на КШМ дизеля и уменьшения неравномерности частоты вращения дизеля. Оба этих параметра, в свою очередь, снижают изгибающие и скручивающие моменты на коленчатом валу дизеля. Кроме того, возрастание степени рассогласования величины максимального давления цикла по цилиндрам дизеля (что характерно для использования топлива без дополнительной кавитационной обработки) свидетельствует как о повышении триботехнических потерь в элементах топливной аппаратуры дизеля, так и худшем распыливании топлива.

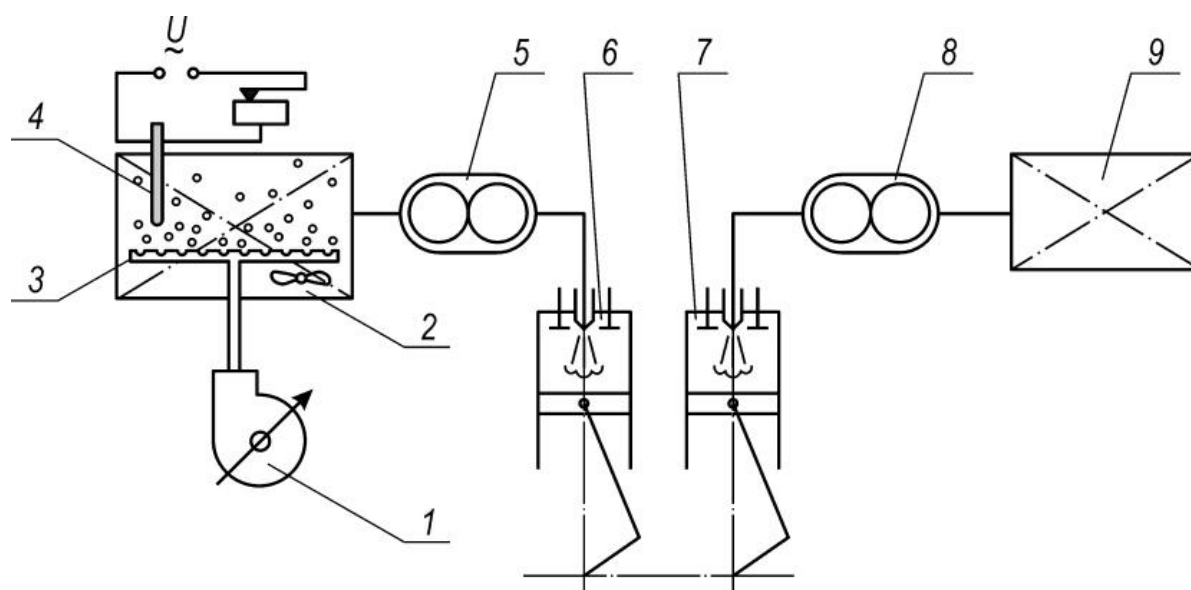


Рис. 2. Схема дооборудования системы подачи топлива к двигателю (фрагмент): 1 – воздушный компрессор; 2, 9 – топливные цистерны; 3 – воздушная магистраль; 4 – ультразвуковая установка; 5, 8 – топливные насосы; 6, 7 – двигатели

На рис.3 представлены зависимости $S = f(v_{уз})$ и $C_{H_2S} = f(v_{уз})$ для различного времени ультразвуковой обработки топлива. Обе зависимости имеют экспоненциальный вид и позволяют определить оптимальное время ультразвуковой обработки, которое, с одной стороны, обеспечивает максимальное удаление сернистых примесей из топлива, а с другой – способствует минимизации энергозатрат на проведение такой обработки.

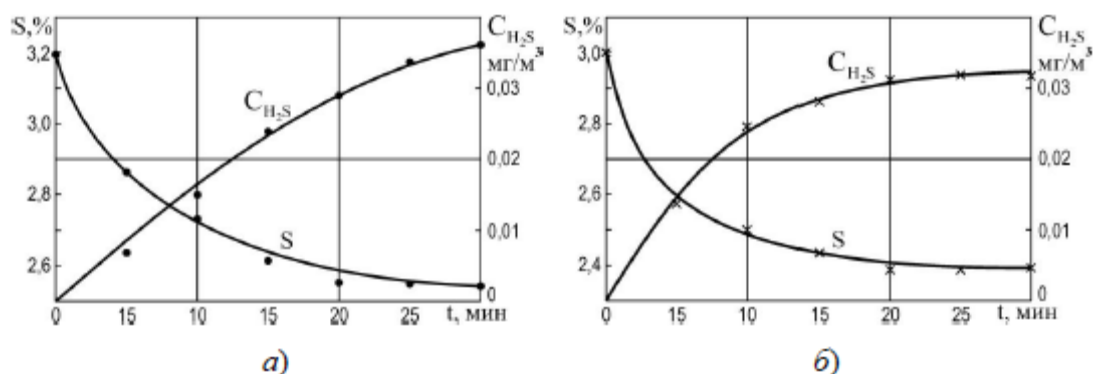


Рис. 3. Определение оптимального времени ультразвуковой обработки различных топлив: а) топливо HFO380 ($S=3,2\%$); б) топливо HFO180 ($S=3,0\%$)

Опираясь на результаты проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

1. Ультразвуковая кавитационная обработка топлива приводит к снижению сернистого износа деталей цилиндропоршневой группы, при этом наибольшее снижение этого параметра наблюдается для поршневых колец, что особенно актуально, учитывая важность данного узла в обеспечении как качественных процессов сжатия, сгорания и расширения, и надежности работы сопряжения поршень – втулка цилиндра.

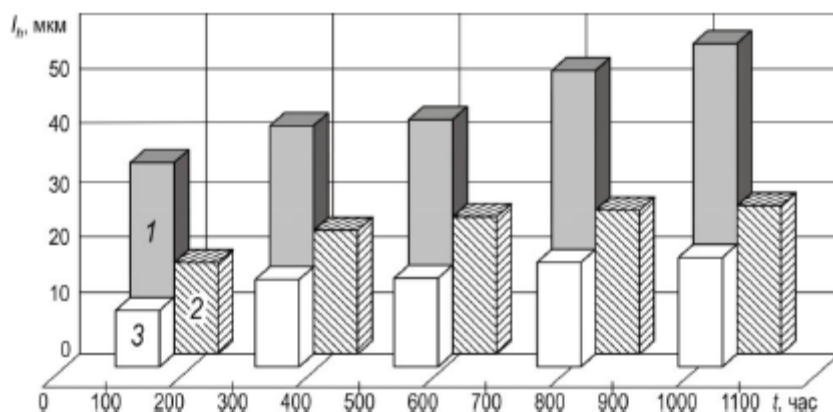


Рис. 4. Коррозионный износ цилиндровых втулок судового СОД

S6A2 фирмы «Mitsubishi» при разных условиях проведения эксперимента:

1– топливо без дополнительной обработки (при эксплуатации системы топливоподготовки дизеля в «штатном» режиме); 2– топливо, прошедшее дополнительную кавитационную обработку (при дополнительном использовании в системе топливоподготовки только ультразвукового кавитатора); 3– топливо, прошедшее дополнительную кавитационную обработку (при использовании ультразвукового кавитатора и дополнительной подаче воздуха в зону кавитации).

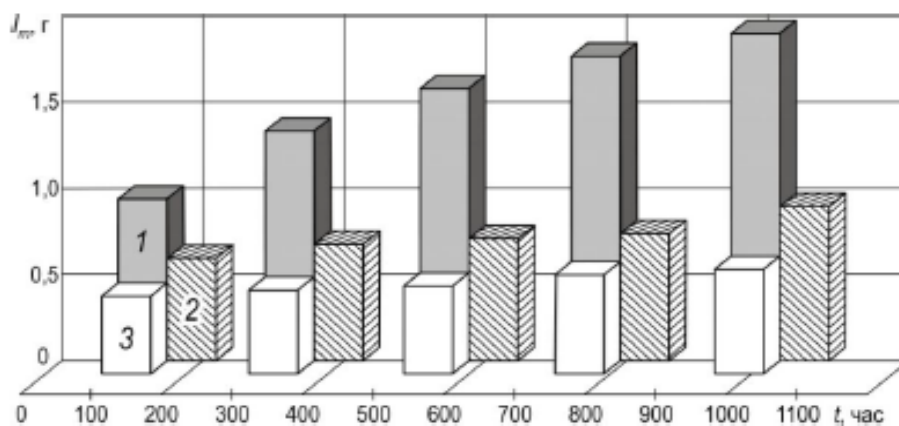


Рис. 5. Коррозионный износ поршневых колец судового СОД

S6A2 фирмы «Mitsubishi» при разных условиях проведения эксперимента.

2. Использование кавитационной обработки топлива (как подтверждается экспериментально) способствует также снижению износа прецизионной пары плунжер–втулка топливного насоса высокого давления. В условиях эксплуатации это способствует уменьшению протечек топлива через это трибо-

сопряжения и интенсификации процесса впрыскивания топлива в цилиндр дизеля.

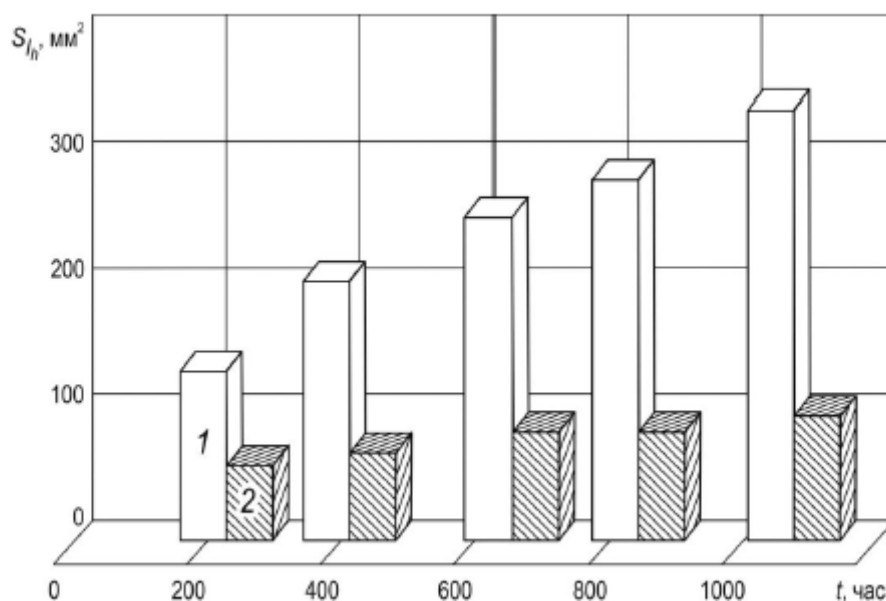


Рис. 6. Изменение износа прецизионной пары плунжер–втулка топливного насоса высокого давления судового СОД S6A2 фирмы «Mitsubishi» при разных условиях проведения эксперимента.

3. Применение ультразвуковой обработки топлива способствует улучшению:

- экономических показателей работы судовых СОД (в частности приводит к снижению на 1,5...2,7 % удельного эффективного расхода топлива и соответствующего повышению эффективного КПД дизеля);
- энергетических показателей работы судовых СОД (в частности способствует повышению эффективного давления цикла);
- экологических показателей работы дизеля, в частности снижению на 18...32 % концентрации SOx в выпускных газах;
- тепловых нагрузок на элементы дизеля, в частности способствует уменьшению на 1,6...2,1 % общего отклонения от средней величины температуры выпускных газов и на 2,3...2,6 % общего отклонения от максимального давления цикла по цилиндрам дизеля.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков «Топливо и топливные системы судовых дизелей», Москва, «Рконсульт», 2004 г.
2. Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах / И. В. Возницкий. – СПб.: Изд-во ГМА, 2005.
3. Емельянов М. Д. Анализ повреждаемости главных судовых дизелей / М. Д. Емельянов. – Двигателестроение, № 3 (245), 2011.
4. Анисимов А. В. Окислительное обессеривание углеводородного сырья / А. В. Анисимов, А. В. Тараканова // Рос. хим. журнал (Ж. Рос. хим. об-ва. им. Д. И. Менделеева, 2008. – № 4. – Т. LII.

5. Зубрилов С. П. Ультразвуковая кавитационная обработка топлив на судах / С. П. Зубрилов, В. М. Селиверстов, М. И. Браславский. – Л. : Судостроение, 1988.
6. Кравченко О. В. Физико-химические преобразования углеводородных соединений с использованием новых кавитационных устройств / О. В. Кравченко // Авиационно-космическая техника и технология, 2007. – № 1 (37).
7. Флинн Г. Физика акустической кавитации в жидкостях // Физическая акустика / Под ред. У. Мезона. – М. : Мир, 1967.

УДК 621.436:502.1

Лесив Д.И, рук. доц. Аболешкин С.Е.

Національний університет «Одеська морська академія»

Покращення екологічних показників роботи судового дизеля

1. Основні компоненти шкідливих викидів з відпрацьованими газами

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найбільш небезпечних забруднювачів, що містяться в них, належать такі газоподібні речовини і частинки, що викидаються з випускними газами: оксиди азоту NOX, що утворюються в циліндрах дизеля при температурі вище 1500 ° С, коли азот стає хімічно активним газом; окис СО і двоокис вуглецю CO₂, які утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO₂ і SO₃, що утворюються в результаті окислення присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанової і ін.); продукти неповного згоряння палива CHX, агломерація дрібних частинок в повному обсязі згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі та ін. (рис. 1).

Утворення оксидів азоту NOX супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500 ° С. При таких умовах атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Окис вуглецю СО утворюється в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива відносяться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан топливоподающей системи і деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень в газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливної апаратури і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю і оксидів азоту пов'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше вміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше вміст і оксидів азоту. Утворення окису вуглецю як результат непов-

ного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива та необхідному технічному стані дизеля не утворюється і в випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислення сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять з виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку становить сірчистий SO_2 , що викидається у вигляді газу, і в результаті подальшого окислення, що переходить в сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись з парами води, утворює найбільш хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утворюється в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще в випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислення сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується вмістом в паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згорання палива (частки) в дизелі утворюються в результаті неповного окислення найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх в ньому структурних (агрегативних) утворень: смолистих, смолисто-асфальтових, смолисто-водяних, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи і складають основну масу твердих забруднень, що викидаються у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевим газоподібним речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглеводневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидаються в складі вихлопних газів, виключити наявність у них двоокису вуглецю неможливо. Основне екологічно небезпечна дія двоокису вуглецю полягає в руйнуванні озонового шару і створення, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального обсягу випускних газів. Решта - менше 1% (10000 частин на мільйон - проміле, ‰) - включають в себе оксиди азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа і вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з великим надлишком повітря в відпрацьованих газах судових дизелів їх небагато в порівнянні з їх кількістю в високооборотних автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах.

Однак, деякі вуглеводні володіють сильними канцерогенними властивостями, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NOX, CO, SOX і ін., Потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NOX і SO₂ в відпрацьованих газах дизелів становить понад 80% обсягу всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих судових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі.

Викид оксидів азоту в атмосферу при згорянні палива завдає найбільшої шкоди, порушуючи в природі дуже крихке природну рівновагу. Саме тому, екологи і законодавці наполягають на контролі, в першу чергу, викидів NOX. ІМО на основі проведених досліджень заклала в Кодексі вимоги по обмеженню викидів окислів азоту, які показані на рис. 2.

Норми викидів NO_x встановлені в залежності від номінальної частоти обертання колінчастого вала дизелями п і вживаються у такому значенні:

при $n < 130 \text{ мин}^{-1}$, $e_{\text{NO}_x} = 17 \text{ г/кВт-ч}$;

при $130 < n < 2000 \text{ мин}^{-1}$, $e_{\text{NO}_x} = 45 n^{-0,2} \text{ г/кВт-ч}$;

при $n > 2000 \text{ мин}^{-1}$, $e_{\text{NO}_x} = 9,84 n \text{ г/кВт-ч}$.

2 Первинні методи боротьби зі шкідливими викидами

Боротьбу з викидом можна вести первинними методами, впливаючи на робочі процеси дизелів таким чином, щоб зменшити кількість які виникають в циліндрах речовин, що впливають на екологію.

Первинні методи можна розділити на дві групи:

- вимагають зміни конструкції дизеля або окремих його елементів, що реалізуються при розробці нових дизелів (вдосконалення системи упорскування і сумішоутворення дизеля, системи турбонаддува; вибір оптимальних газорозподілу, ступеня стиснення, частоти обертання колінчастого вала; організація вихрового руху заряду в камері згорання та ін.);
- не потребують суттєвої зміни конструкції, реалізація яких можлива при незначній модернізації дизеля (переклад дизеля на роботу на ВТЕ, зміна фаз подачі палива, рециркуляція частини відпрацьованого-робуваних газів і ін.).

До первинних методів зниження емісії можна віднести також вибір оптимального режиму роботи дизеля.

В цілому, завдяки застосуванню первинних методів, реально досягти зниження емісії NOX на 30-50%. У тому випадку, якщо міжнародним застvom будуть введені більш жорсткі вимоги щодо обмеження викидів, первинних методів буде недостатньо, що вимагає використання вторинні методи або їх комбінацію з первинними.

Вторинні методи спрямовані на видалення шкідливих викидів з вихлопних газів і здійснюються поза циліндра двигуна. Значний вплив на викиди NOX надає кут затримки впорскування палива. За даними фірми ман «Бурмейстер і Вайн» уприскування палива при 8° п.к.в. після ВМТ призводить до зниження викидів приблизно на 25 - 30% на різних навантаженнях. Але при цьому підвищується питома витрата палива ~ на 8-10% і збільшується димність на 2 ~ 5%.

Випробування, проведені фірмою, показали, що традиційна система уприскування з розподільним валом є найкращою щодо питомої витрати палива (рис. 5, б), але не є оптимальною з точки зору змісту NOX. Система подвійного уприскування підвищує питома витрата палива приблизно на 1 г / кВт*год, але при цьому знижує емісію на 20% (рис. 5, а). Таким чином, досягається компроміс між зниженням NOX і зростанням питомої витрати палива.

У сучасних малооборотних двигунів оптимальна тривалість уприскування складає 18-20 градусів повороту колінчастого вала і максимальний тиск згоряння досягається у другій половині цього періоду. Для отримання кращого термічного ККД і зниження токсичності вихлопних газів паливо, впорснуте після досягнення максимального тиску згоряння, повинно подаватися і згоряти якомога швидше.

На відміну від звичайного насоса з кулачковим приводом, акумуляторна система уприскування з електронним управлінням може мати регульований хід плунжера і подавати паливо під необхідним тиском і кількістю, яке повинно впорскуватися при певному навантаженні. Система може забезпечити як одиночний уприскування, так і подвійний уприскування з варіюванням уприскування за формою, фазами, тривалості, тиску і т.п. (Рис. 4).

Значний вплив на токсичність вихлопних газів надає фаза, тривалість і форма уприскування. Оптимальний вибір цих параметрів може здійснити акумуляторна система уприскування палива з електронним управлінням, що не вдається виконати в традиційною схемою з певною формою паливної шайби на розподільному валу.

Істотний ефект для зниження емісії NOX може бути досягнутий при рециркуляції частини відпрацьованих газів з випускної системи на всмоктування відцентрового компресора. При цьому зменшується концентрація кисню в суміші газів в циліндрі, зростають теплоємність і газова постійна робочого тіла і, як наслідок, зменшується температура газів в циліндрі при згорянні палива. Обидва чинники обумовлюють зменшення кількості NOX, що утворюються в циліндрі. Однак перепуск газів веде до зниження коефіцієнта надлишку повітря при згорянні, тому такий метод можна застосовувати, коли є достатній запас по повітрю (наприклад, на малих навантаженнях). У дизелях, які працюють на високосірчастих паливах, цей спосіб неприйнятний, так як в відпрацьованих газах міститься значна кількість SOx. перепускає на всмоктування

При наявності значної кількості парів води надувного повітря буде відбуватися інтенсивне утворення сірчаної кислоти в повітряному тракті і циліндрах під час продування.

Рециркуляція частини відпрацьованих газів, хоча і є ефективним засобом зменшення утворення NOX, але очистка випускного газу до того, як він змішується з продувальним повітрям, складна, а залишкові продукти процесу очищення: кислотні, грязьові і масляні утворюють шлам, який важко видалити. Крім того, сліди сірчаної кислоти в очищеному випускному газі можуть привести до корозії компресора на стороні всмоктування ТК і в повітроохолоджувачі. Тому система рециркуляції вихлопних газів в даний момент не вважається готовою до практичного застосування на великих двотактних двигунах.

Одним з напрямків вирішення задачі щодо запобігання утворенню екологічно небезпечних речовин при згорянні палива є забезпечення його повного і інтенсивного згорання. В якості технічних рішень, що забезпечують ефективне згорання традиційних високов'язких палив, рекомендується застосування суміші палив з прісною водою у вигляді водопаливної емульсії (ВПЕ) і присадок, що поліпшують згорання палив. Результати численних досліджень і практичний досвід застосування ВПЕ дозволяють чітко уявити позитивний ефект, який в цьому випадку досягається.

При роботі дизеля на повній експлуатаційній потужності в паливо вводиться вода в кількості 8 ~ 20%, на пайових режимах роботи дозуючий пристрій забезпечує підвищення вмісту води.

Паливо, з введеної водою, піддається гомогенізації з метою отримання стабільного ВПЕ з глобулами води в ній, приблизно 5-6 мкм. Розміри утворюються при цьому структурних (агрегативних) смолисто-водяних систем, не перевищують 10-12 мкм, що забезпечує цілком задовільну фільтрованість емульсії фільтрами додаткового очищення, встановленими безпосередньо перед дизелем. У разі, якщо система подачі палива на ділянці до паливного насоса знаходиться під атмосферним тиском (відкрита система), температура підігріву ВПЕ не перевищує 90-95 ° С, при надмірному тиску допускається температура вище 100 ° С (до значення, що забезпечує необхідну в'язкість емульсії при уприскуванні). Механізм розпилювання емульсії істотно відрізняється від традиційного способу.

Для ефективного згорання необхідно забезпечити швидке випаровування розпорошених паливних крапель в камері згорання. Тривалість випаровування залежить від розміру краплі: чим більше крапля, тим більше часу потрібно для її випаровування. Дисперсність розпорошеного палива в разі його застосування в суміші з водою у вигляді ВПЕ різко зростає, оскільки розпилювання здійснюється в дві фази: при закінченні через соплові отвори форсунки (традиційний метод); під дією «мікрровибухів» крапель в результаті скипання останніх. Під дією сил поверхневого натягу ці системи утримуються в первісному вигляді. Температура кипіння води приблизно в 2 рази нижче температури кипіння палива, тому що утримується в паливі кулька води при підігріві краплі (частки) в кінці кінців, в результаті скипання долає сили поверхневого натягу навколишнього неї паливної оболонки («шуби») і вибухає, розбризкуючи цю оболонку на найдрібніші

частинки розпилювання. При цьому різко збільшується дисперсність розпилювання палива, що забезпечує швидке випаровування паливних частинок і інтенсивне і повне згоряння палива.

3 Вторинні методи зниження вмісту оксидів азоту в випускних газах

Якщо первинні методи зниження емісії NOX, розглянуті вище, виявляються безсилі, то для вирішення проблеми використовується метод вторинного (зовнішнього) зниження NOX. Цей метод заснований на селективної каталітичної очищення відпрацьованих газів (SCR - Selective Catalytic Reduction). При використанні даного методу, випускні гази змішуються з аміаком перед пропусканням через спеціальний каталізатор, при температурі близько 400° С. У каталізаторі оксиди азоту перетворюються в N₂ і водяна пара, що дозволяє знизити вміст NOX на 95%.

На рис. 5 показана схема установки дизеля з SCR-реактором, основними елементами якої є: SCR-реактор, 1; ємність (цистерна) з аміаком, 16; випарник, 15; система вимірювання концентрації NOX і O₂, 4 і комп'ютер, що управляє процесом SCR, 13.

Особливістю компонування такої системи є те, що випускні гази з колектора випускних газів спочатку надходять в реактор SCR для каталітичної обробки і тільки потім з реактора SCR в турбокомпресор (або турбокомпресори). Комп'ютерна система на основі сигналів, що надходять з датчиків, встановлених на дизелі, суворо дозує надходження аміаку в реактор SCR. Авжеж, в системі потрібне застосування турбокомпресора з високим коефіцієнтом корисної дії. Реактор проектується таким чином, щоб його можна було легко байпасувати, коли за умовами експлуатації не потрібно зниження викидів NOx.

Існуючі каталізатори SCR ефективно працюють при певних температурних умовах. Так, при температурі вище 400 - 450 °С каталізатор буде розпадатися, а при температурах нижче 270°С NH₃ і SO₂ реагуватимуть і осідатимуть у вигляді сульфату амонію. У зв'язку з цим SCR може працювати при мінімальних навантаженнях дизеля близько 20-30% від номінальної, а при більш низьких навантаженнях каталізатор байпасує (рис. 5).

При плаванні судна у відкритому океані на регулярному маршруті реактор байпасує і відповідність нормам ІМО по емісії NOX буде досягатися за допомогою первинних методів. Коли судно увійде в територіальні води, де діють більш жорсткі вимоги по NOX, наприклад, рівні Каліфорнійського ERA (Агентство захисту навколишнього середовища) або шведські граничні значення, рівні 2 г / кВт-год, то важке паливо двигуна замінюється на дизельне. Випускні гази пропускають через реактор, перекриваючи байпасний клапан 2 (див. Рис. 5) і коли температура підніметься до потрібного рівня, включається дозуючий пристрій NH₃ і система вимірювання концентрації NOx і O₂.

Виходячи з конкретних обмежень емісії NOX застосування SCR доцільно тільки для періодичного використання і в обмежених географічних зонах, де

граничні значення не можуть бути досягнуті первинними методами. Це пов'язано з недоліками вторинного методу зниження NOX. Крім SCR-катализатора, цистерни з аміаком і системи дозування необхідно провести значну інженерну роботу з прив'язки установки SCR до конкретного проекту.

Проблематичні в цьому методі висока вартість і великі розміри системи. SCR-реактор за розміром дорівнює приблизно половині дизеля (рис. 6). Витрати на встановлення та експлуатацію SCR-реакторів в значній мірі залежать від заданого ступеня очищення відпрацьованих газів від NOX. За даними фірми Wartsila при збільшенні ступеня очищення з 50 до 90% витрати на експлуатацію зростають в 2,5 рази.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (СОЛАС - 74). - Лондон: - ІМО , 2004 .
2. Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення з суден (МАРПОЛ 73 / 78). - Лондон: - ІМО , 2004 .
3. Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією судента попередження забруднень - МКУБ (гл. IX СОЛАС - 74) ISM CODE . - Лондон: - ІМО , 2006 .
4. MAN B&W Engines, Internet address www.mandieselturbo.com
5. Manual MAN B&W –Operation, maintenance, broken, damage.
Руководство по використанню положень міжнародної конвенції Марпол 73/78. НД № 2-030101-026.- Санкт-Петербург 2014.

УДК 621.431.74

Мищенко И.А., рук. д.т.н. проф. Половинка Э.М.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Усовершенствование рабочих процессов судовых дизелей на переменных режимах работы

Значительная часть времени эксплуатация двигателей внутреннего сгорания происходит в условиях изменяющихся режимов вследствие воздействия переменных нагрузок природного происхождения, таких как движение судна по большой волне или в ледовых условиях. Другим источником являются изменения, вносимые персоналом в эксплуатационный режим работы, например, маневрирование судна при входе в порт, прохождение каналов, движение с тралом. Наибольшей величиной и частотой изменения режимов работы главных двигателей обладают портовые буксиры.

Динамические свойства и физические процессы при любой конструкции элемента топливной аппаратуры могут быть описаны ограниченным числом типов дифференциальных уравнений порядком не выше второго.[2]

$$T_T^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + T_K \frac{dq}{dt} + K_q q = \Psi + \Theta_\varphi * \varphi,$$

где T_T - время топливоподающей аппаратуры, с; T_K - время катаракта, с.; K_q - коэффициент самовыравнивания; Θ_φ - коэффициент усиления по угловой скорости; Ψ, φ - входные координаты ТА; q - выходная координата ТА.

Решение данного уравнения дает возможность выявить реакцию элемента топливной аппаратуры на внешнее воздействие и определить изменение цикловой подачи топлива во времени и построить переходные процессы в топливной аппаратуре при малых возмущениях по перемещению рейки топливного насоса или изменении частоты вращения насоса. При больших изменениях это дифференциальное уравнение имеет вид нестационарного и его коэффициенты непрерывно меняются в зависимости от перемещения рейки либо изменения частоты вращения насоса.

В качестве примера можно привести запись параметров главного двигателя в процессе маневрирования при входе в порт, представленные на рис.1 [1].

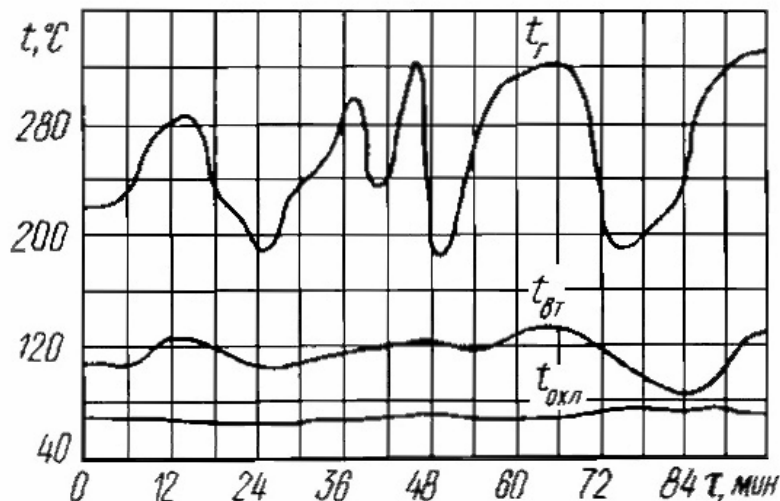


Рис.1. Изменения режимов работы двигателя при маневрировании судна
 t_r - температура выпускных газов; $t_{вт}$ - втулки цилиндров; $t_{охл}$ - охлаждающей цилиндр воды

Интенсивные изменения режимов работы главных двигателей оказывает существенное отрицательное влияние на протекающие рабочие процессы в цилиндрах, вспомогательных механизмах и агрегатах.

Одним из основных факторов, определяющих ухудшение рабочего процесса двигателей на переменных режимах, является изменение процесса впрыскивания топлива. Это наиболее характерно для пусковых режимов.

Примером может служить запись подъема иглы форсунки и график изменения давления топлива при пуске высокооборотных двигателей на рис.2.

Из осциллограммы видно, что подача топлива вялая, растянутая по времени при малом давлении топлива, неполном подъеме иглы и дробном характере её движения. Ухудшение качества распыливания наряду с низкими

параметрами воздушного заряда приводит к повышенному расходу топлива, интенсивному износу деталей двигателя и повышенной эмиссии вредных компонентов в составе отработавших газов.

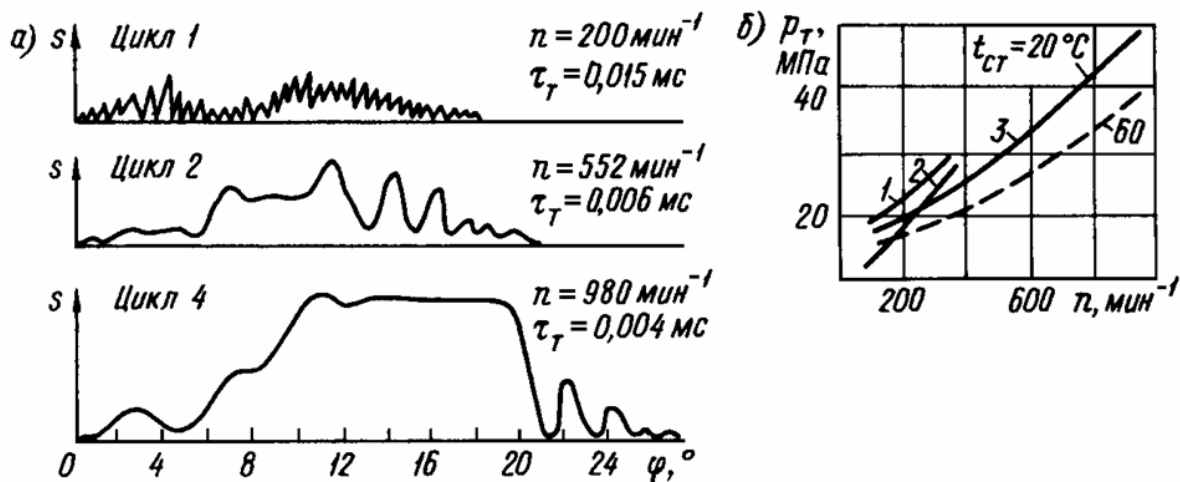


Рис.2. Подъём иглы форсунки и давление топлива при пуске двигателей:
а) дизель 8ЧН13/14; б) 1 – ДН23/30, 2 – Ч15/18, 3 – Ч 13/14

Следовательно, совершенствование рабочих процессов дизелей на переменных режимах является актуальной задачей, как в научном, так и практическом плане.

В качестве начального этапа исследований особенностей процессов впрыскивания на малых и переменных режимах целесообразно выполнить испытания с изменением частоты вращения при неизменных регулировочных параметрах системы впрыскивания. Для проведения такого эксперимента предпочтительно использовать безмоторный стенд. В этом случае возникает возможность свободного задания регулировочных параметров, что трудно обеспечить при моторных испытаниях.

С учётом сказанного проведена подготовка опытов с применением топливной аппаратуры среднеоборотного судового дизеля ЧН 25/34. Основные параметры топливного насоса высокого давления (ТНВД) следующие: диаметр плунжера 16 мм, ход 16 мм; форсунка закрытого типа с распылителем 9x0,35 мм. Привод распределительного вала стенда осуществлялся электродвигателем постоянного тока, что обеспечивало бесступенчатое регулирование частоты вращения.

Общий вид системы топливоподачи с датчиками на безмоторном стенде представлен на рис.3.

В эксперименте записывались следующие параметры:

- давление топлива в штуцере топливного насоса p_n ;
- давление топлива в штуцере форсунки $p_{ф.вх}$;
- давление в топливном канале форсунки $p_{ф.к}$;
- ход иглы распылителя z ;
- определялась частота вращения распределительного вала n_p ;
- фиксировался угол поворота распределительного вала φ ;

- измерялось и время τ .

Выход рейки ТНВД в эксперименте составлял 15 мм.

Осциллографирование, обработка данных и оформление результатов выполнено с помощью программно-аппаратного комплекса на базе тензометрического усилителя, разработанного в НУ"ОМА" на кафедре СЭУ [3]. Запись процессов выполнена на персональный компьютер. Обработка осциллограмм проведена специализированным пакетом, входящим в состав комплекса.

Программой эксперимента предусмотрено повышение и снижение частоты вращения от остановки и до пускового значения. Кроме того, после набора установленной скорости вращения выдерживался промежуток времени, достаточный для стабилизации процесса впрыскивания.

Эксперимент проведен в следующей последовательности. Предварительно задан режим пусковой частоты вращения установкой напряжения электродвигателя. Затем стенд был остановлен и после начала записи осциллограммы запущен с установленным ранее напряжением. После выхода на пусковую частоту и стабилизации режима двигатель отключался и происходил выбег системы до остановки. Запись осциллограммы велась непрерывно вплоть до остановки стенда.

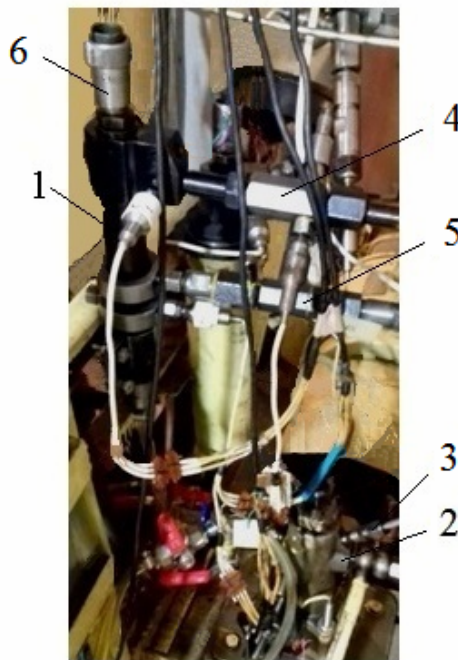


Рис.3. Общий вид стенда системы топливоподачи с датчиками:

1 – форсунка; 2 – ТНВД; 3 – датчик давления в насосе p_n ; 4 – датчик давления на входе в форсунку $p_{ф.вх}$; 5 – датчик давления в канале форсунки $p_{ф.к}$; 6 – датчик хода иглы форсунки z .

При обработке полученных осциллограмм определены величины давлений и фазы топливоподачи. Распределение данных отнесено к текущему времени опыта (τ с начала записи) и номеру цикла (с момента первого впрыскивания). Испытания проведены при давлении затяжки пружины форсунки близком к нулевому. По этой причине запись линии подъема иглы превыша-

ет конструктивную величину $z_{max} = 0,45$ мм поскольку возможен неконтролируемый отрыв штанги пружины от хвостовика иглы и соответствующее перемещение штока датчика подъёма иглы.

Общая картина эксперимента представлена на рис.4 в форме зависимости максимального давления $p_{ф.вх}$ от времени и номера цикла.

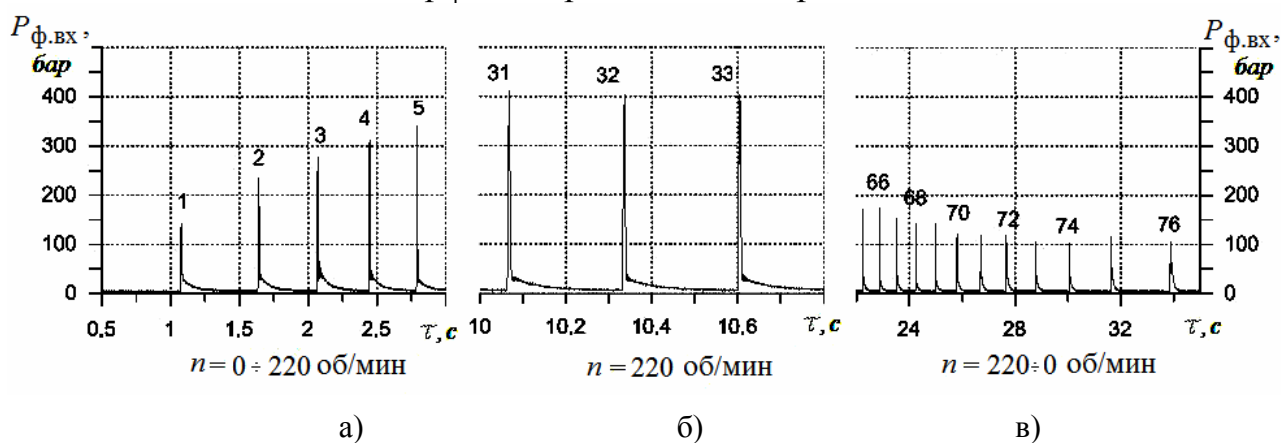


Рис.4 Изменение давления $p_{ф.вх}$ в течение эксперимента:
а – разгон; б – зона стабильных оборотов; в – выбег

Как следует из графика, продолжительность опыта составила 36 сек, количество циклов в течение записи равно 76.

Для анализа полученных данных необходимо учесть текущее значение частоты вращения (средней скорости вращения в течение цикла впрыскивания). Такие данные приведены на тахограмме рис.5, полученной обработкой исходной записи на участках подачи топлива.

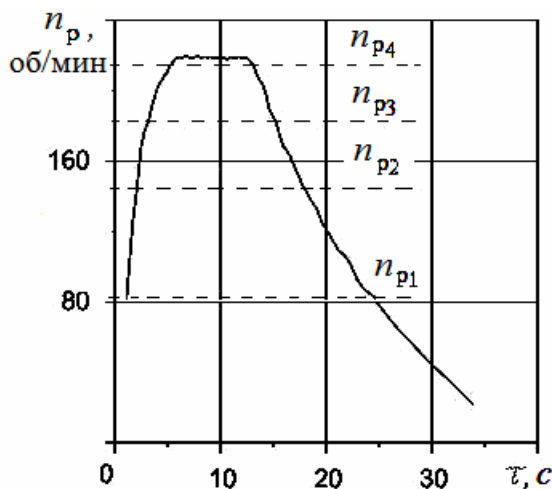


Рис.5. Тахограмма эксперимента

Из сопоставления рис.4,5 следует, что на участке разгона (циклы 1-16) скорость вращения увеличилась с 82 до 220 об/мин. За этот период $p_{ф.вх}$ возросло от 143 до 394 бар. При стабильной частоте вращения, составившей $n_p = 220$ об/мин, давление поддерживалось на уровне 405 бар.

Участок выбега представляет интерес с точки зрения изменения параметров впрыскивания топлива при падении оборотов. Такой режим, естествен-

но, не характерен для работы двигателя, но позволяет детальнее исследовать переходные процессы в топливной аппаратуре.

Тахограмма выбега на рис.5 характерна плавным снижением n_p и приходится на время $\tau = 13-34$ с. Запись давления на рис.4в относится к последним 10 с, когда скорость вращения уменьшилась с 93 до 22 об/мин, а $p_{ф.вх}$ – в диапазоне 170 – 105 бар.

Для анализа процесса топливоподачи на участке разгона (рис.5) выбраны осциллограммы с тремя значениями $n_p = 145, 182, 219$ об/мин (рис.6).

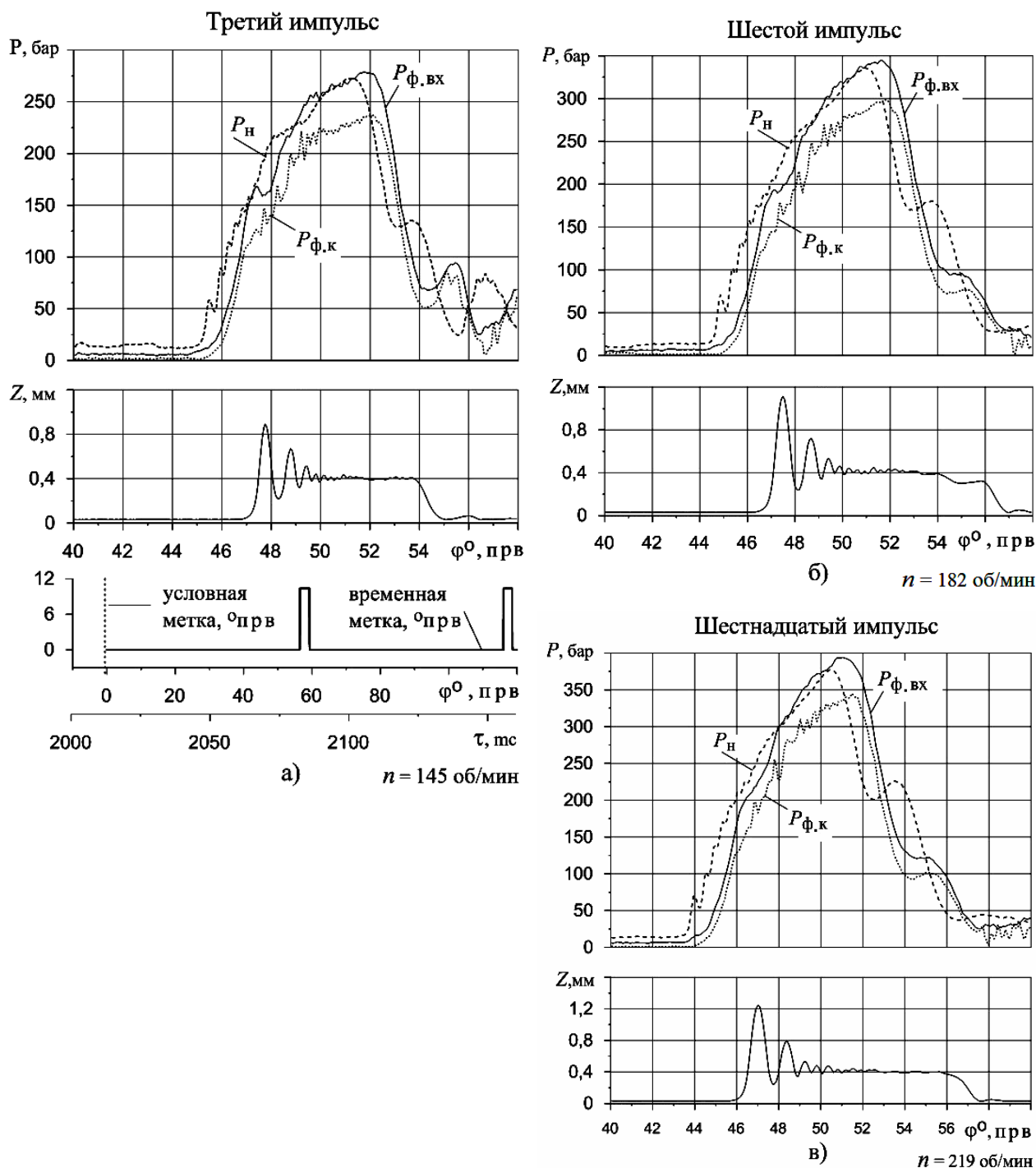


Рис.6. Совмещённые осциллограммы впрыскивания на участке разгона.

На рис.6а показана разметка осциллограмм для определения условного угла начала впрыскивания φ_n и угла впрыскивания $\varphi_{вп}$.

На рис.6б и 6в совмещенные осциллограммы шестого и шестнадцатого циклов на участке разгона.

Для оценки информативности осциллограмм, записанных в различных точках системы впрыскивания, проведём сравнение кривых p_n , $p_{ф.вх}$, $p_{ф.к}$. Рассмотрим режим с $n_p = 182$ об/мин (рис.6б). В первую очередь, сопоставим максимальные величины. Минимальное значение имеет $p_{ф.к}$, которое на 43 бар ниже $p_{ф.вх}$ и на 36 бар меньше p_n .

Что касается характера кривых, то можно отметить, что максимумы расположены по ходу волны давления в системе в последовательности p_n , $p_{ф.вх}$, $p_{ф.к}$. Сдвиг в указанном порядке составляет $\Delta\varphi = 0,5$ и $0,4^\circ$ ПРВ.

Форма осциллограмм существенных отличий не имеет. Колебания на заднем фронте более интенсивны у ТНВД.

Осциллограммы двух других циклов при разгоне представлены на рис. 6а и 6в. Характер кривых давления такой же, как и рассмотренный выше, отличие, естественно, в максимальных величинах.

Проведенный анализ позволяет для сопоставления процесса впрыскивания при различной частоте вращения использовать выборочные участки системы впрыскивания. Для этого выбраны p_n , $p_{ф.к}$, графики которых приведены на рис.7. Там же показаны кривые $\varphi_{вп}$. Опытные точки нанесены только для разгона. Данные, по которым построены графики, приведены в табл.1.

Таблица 1.Параметры топливоподачи

п/н, цикла	n_p , об/мин	τ , с	$p_{ф.вх}$, бар	$p_{ф.к}$, бар	p_n , бар	$\varphi_{вп}^\circ$, ПРВ	Участки
1	82	01,07	143	114	135	5,8	разгон
68	84	24,23	143	114	135	7,1	выбег
3	145	02,07	279	236	259	7,3	разгон
56	146	17,80	282	239	265	7,5	выбег
6	182	03,12	345	295	304	10,0	разгон
49	181	15,20	363	301	332	9,9	выбег
14	215	05.46	392	343	322	11,3	разгон
41	216	12.76	389	328	361	11,5	выбег

Полученные зависимости достаточно хорошо аппроксимируются кривыми рис.7, что свидетельствует стабильности измерений.

Диапазон изменения давлений при изменении частоты вращения как при разгоне, так выбеге практически одинаков. Для p_n это 135 – 370 бар и 361 – 134 бар. Для $p_{ф.к}$: 114 – 328 бар и 328 – 113 бар.

Диапазон изменения давлений при изменении частоты вращения как при разгоне, так выбеге практически одинаков. Для p_n это 135 – 370 бар и 361 – 134 бар. Для $p_{ф.к}$: 114 – 328 бар и 328 – 113 бар.

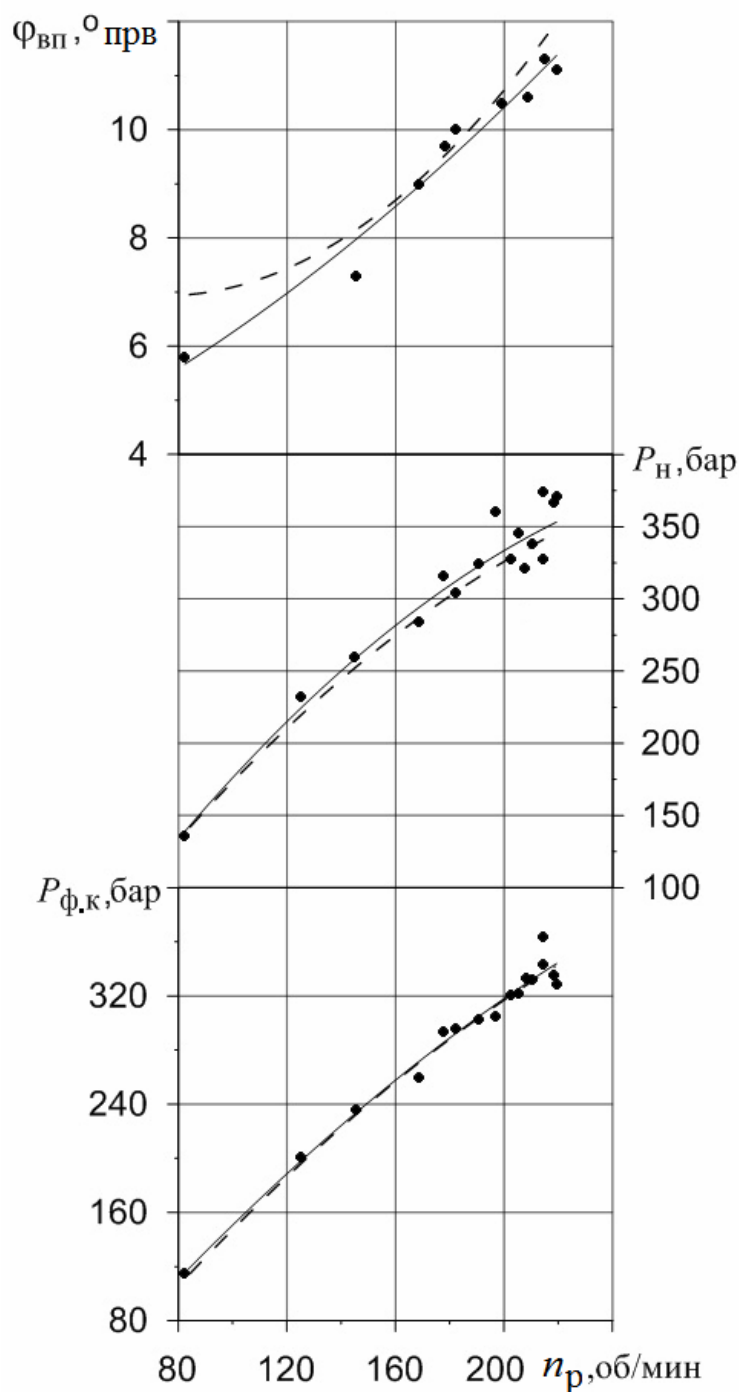


Рис.7. Зависимость параметров топливоподачи от частоты вращения на переменных режимах: (—) разгон, (---) выбег (обозначения в тексте)

Практически совпадают и значения углов впрыскивания.

Для оценки влияния характера изменения частоты вращения (повышения или снижения) даны совмещённые осциллограммы при $n_p = 215$ об/мин (рис.8). Кривые давления топлива $p_{ф.вх}$ и подъёма иглы практически совпадают. Т.о. направление переходного режима не влияет на развитие процесса топливоподачи.

Соответствующие совмещённые осциллограммы с близкими значениями оборотов распределительного вала n_p приведены на рис.8.

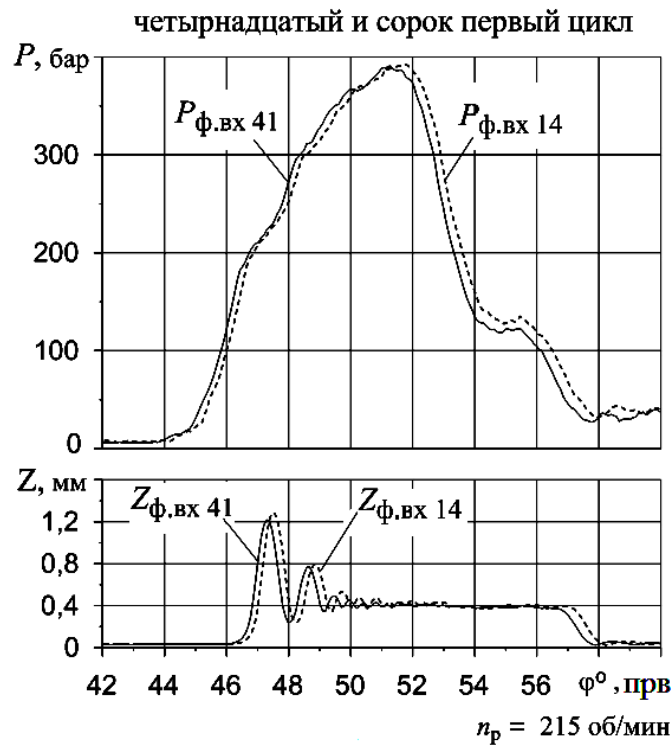


Рис.8. Совмещённые осциллограммы циклов разгона и выбега с близкими значениями оборотов распределительного вала n_p

В заключение рассмотрим особенности протекания впрыскивания при минимальной частоте вращения разгона и выбега. Соответствующие значения n_p составляют 82 и 22 об/мин (рис.9). В этом случае частота вращения является определяющим фактором, приводящим к существенному изменению топливоподачи.

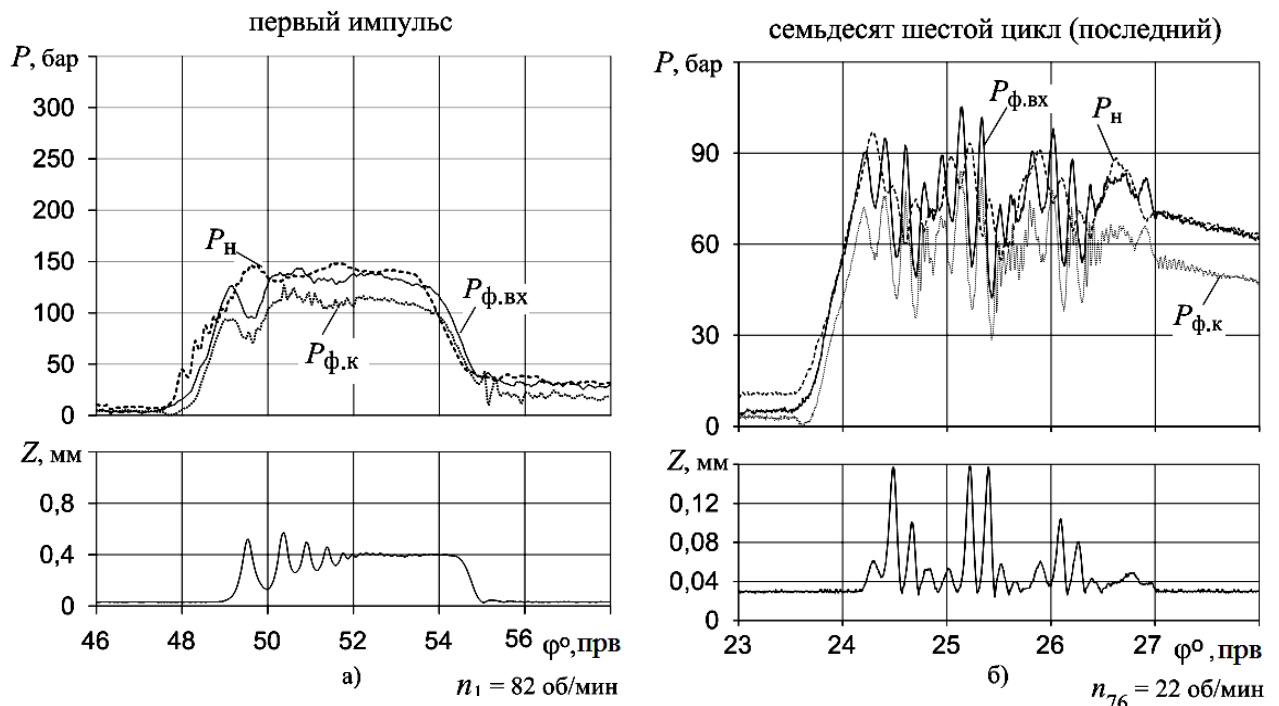


Рис.9 Процессы впрыскивания на крайних режимах эксперимента
а) 1 – цикл; б) 76 – цикл

В качестве общей оценки можно отметить, что при $n_p = 82$ об/мин (рис. 9а) наблюдается стабильное впрыскивание, а на 22 об/мин (рис. 9б) впрыскивание дробное. Кроме того, отличаются и максимальные давления, составившие в первом случае 110 – 150 бар, а при дробной работе колебания происходят в диапазоне 30 – 100 бар. В то же время после окончания стабильного впрыскивания давление составляет 10 – 40 бар, колебательный же процесс заканчивается на уровне 55 – 70 бар.

Значительно меньше при дробной подаче угол впрыскивания, составивший $2,8^\circ$ ПРВ против $5,8^\circ$ ПРВ для стабильного впрыскивания.

Выводы.

Предложенная и реализованная методика исследования процесса впрыскивания при компактном изменении частоты вращения в условиях одного опыта обеспечивает выполнение эксперимента на переменных режимах в любом необходимом диапазоне частоты вращения.

Направление изменения частоты вращения не влияет на развитие процесса впрыскивания.

Основным фактором, определяющим характеристики топливоподачи на переменных режимах, является частота вращения. В частности, в условиях эксперимента для диапазона 0 – 220 – 0 об/мин составило $5,8 - 11,5 - 2,8^\circ$ ПРВ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Под общ. ред. А. К. Костин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.- 284 с.: ил.
2. Исследование переходных процессов в топливоподающей аппаратуре транспортных дизелей:/ А.В. Курапин, В.М. Славущий//Известия ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 6 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки» ; вып. 1). – С. 34–38.
3. Половинка Э.М. Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Э.М. Половинка, Н.В. Слободянюк. – Одесса : Судовые энергетические установки. – 2016. – Вып. 36. – С. 141-151

УДК 621.436:503.1

Пантелеев К.В., рук. проф. Веретенник О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення ефективності роботи систем змащення судових дизельних установок

Суднова енергетична установка (СЕУ) являє собою складний комплекс високоенергетичного, автоматизованого устаткування, машин і механізмів, в

якому енергія згоряння палива перетворюється на роботу або інші види енергії для забезпечення безпечної й ефективної роботи судна.

Основним елементом СЕУ є головний двигун (ГД). Надійність, довговічність і безпека роботи ГД багато в чому залежить від працездатності вузлів тертя. Особливо це стосується найбільш навантажених вузлів: підшипників ковзання колінчатого вала, упорних підшипників, крейцкопфів, підшипників ковзання шатуна, підшипників валопровода, редукторів, турбін. Аналогічні вузли є в допоміжній енергетичній установці. Деталі й вузли ГД зношуються, що супроводжується зниженням ефективності його роботи й судна в цілому. Зношування окремих елементів ГД визначається тертям. Порушення в стабільності роботи вузлів тертя приводять до необхідності зупинок СЕУ, виникнення аварійних ситуацій.

До вузлів тертя ГД висувають підвищені вимоги щодо забезпечення високої несучої здатності й надійності, які є головними критеріями при їх експлуатації. Підвищення ефективності вузлів тертя ГД здійснюється з використанням нових теорій, матеріалів і технологій.

Дотепер у вузлах тертя ГД переважало граничне, напівсухе, напіврідинне тертя, при якому неминуче зношування робочих поверхонь, особливо при динамічному характері навантажень ГД.

Переведення навантажених вузлів тертя елементів ГД на рідинне мащення веде до різкого зниження тертя і, як наслідок, до зменшення зношування, тобто до збільшення терміну служби. У даний час в основних навантажених вузлах тертя ГД на рідинне змащення переведено упорні підшипники ковзання, інші вузли працюють у режимі напівсухого, напіврідинного тертя.

Несуча здатність вузлів тертя визначається такими факторами: питомий тиск на площу контакту, мінімальна товщина масляної плівки між виступаючими гребінцями шорсткуватих поверхонь тертьових деталей, в'язкість масла, а також залежить від форми вхідних поверхонь, що утворюють масильний зазор. Навантаження на робочі поверхні тертя мають динамічний характер, що приводить до зменшення масляного шару і, як наслідок, виходу з ладу вузлів тертя. Тому необхідні нові способи підвищення навантажувальної здатності вузлів, зокрема віддалення однієї поверхні від іншої, що збільшує товщину масляної плівки.

Виходячи з класифікації видів мащення, можна сказати, що для вузлів тертя ГД бажано застосовувати рідинне мащення, зокрема, гідродинамічне. Виникнення гідродинамічної піднімальної сили можливо при наявності масляного клина між поверхнями, тобто при існуванні кута нахилу в одній з тертьових поверхонь. В окремо взятих паралельних тертьових поверхнях гідродинамічна піднімальна сила практично не виникає. Отже, для одержання гідродинамічної піднімальної сили необхідно на частині тертьових поверхонь створити кут нахилу.

У вузлах тертя ГД раніше використовувалися дві схеми розташування тертьових поверхонь:

1) Паралельне розташування (еквідистантне), коли кожна точка однієї поверхні розташовується від найближчої точки іншої поверхні на однаковій відстані (рис. 1.1).

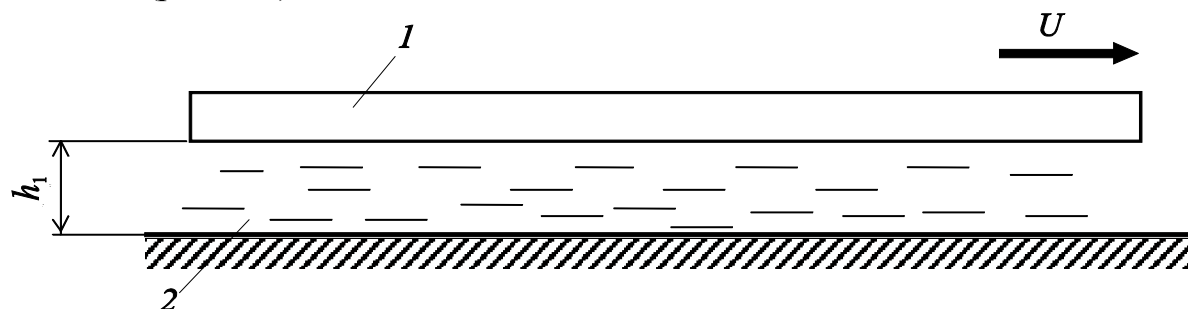


Рис. 1.1 Схема розташування гладких паралельних поверхонь при наявності мащення U – швидкість пересування поверхні; h_l – товщина мастильного шару; 1 – перша деталь; 2 – друга деталь.

Отже, у цьому випадку сила тертя визначається характеристиками контактуючих поверхонь при різних видах мащення. Гідродинамічна піднімальна сила, викликана невеликим падінням тиску між початком і кінцем контактної поверхні, буде дуже малою і не здатною відірвати одну поверхню від іншої. Такі конструктивні схеми відносного розташування поверхонь використовуються в більшості вузлів тертя елементів СЕУ, наприклад, у вузлах підшипників ковзання, крейцкопфів - напрямних, поршнях – втулках тощо.

Переваги:

- простота схеми;
- простота технології виготовлення.
- Недоліки:
- низька навантажувальна здатність;
- великі втрати на тертя;
- підвищене зношування тертьових поверхонь;
- великі виділення тепла в зоні контакту.

2) Похиле розташування, коли поверхня 1 має кут нахилу відносно поверхні 2 (рис. 1.2).

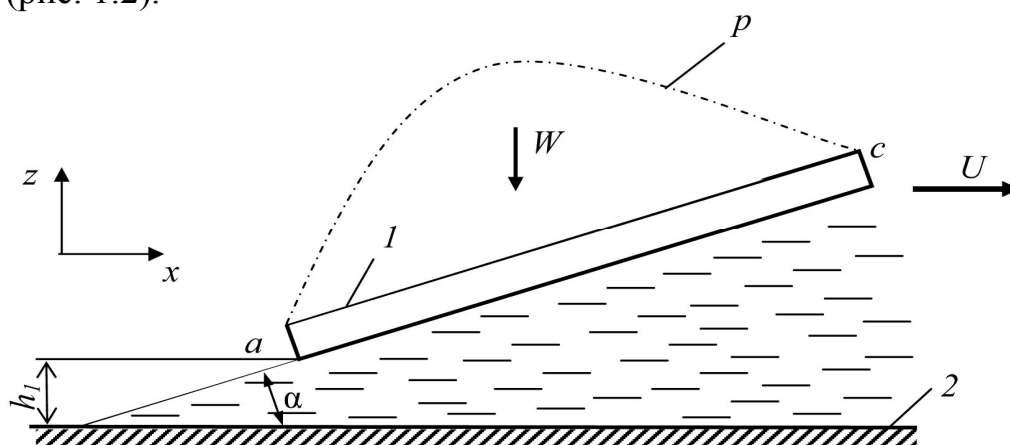


Рис. 1.2 Схема розташування гладких похилих поверхонь при наявності змащення.

U – швидкість пересування поверхні; h_l – мінімальний масляний зазор; α – кут нахилу поверхні першої деталі до поверхні другої; p – тиск; W – навантажувальна здатність; a – точка виходу масла з мастильного зазору; c – точка входу масла в мастильний зазор.

Навантажувальна здатність таких поверхонь при рідинному терті визначається розрахунком і залежить від багатьох факторів, зокрема, від кута нахилу, в'язкості масла, залежності в'язкості від тиску, від координат точок (a , c) і т.д. При перевищенні гідродинамічної розрахункової сили величини навантаження, деталь 1 відривається від деталі 2. Виникає мінімальний масляний зазор h_l . Коефіцієнт тертя визначається розрахунком. Така конструктивна схема використовується в упорних підшипниках ковзання.

Переваги:

- виникнення гідродинамічної піднімальної сили, що дозволяє одержати рідинне мащення;
- низький коефіцієнт тертя при рідинному мащенні;
- підвищення навантажувальної здатності;
- знижене зношування;
- зменшення виділення тепла в зоні контакту.

Недоліки:

- навантажувальна здатність обмежена мінімальним масляним зазором у точці a ;
- погано сприймає динамічні навантаження;
- вимагає припрацьовування поверхонь у точці a ;
- складність конструкції.

Схема на рис. 1.2, що припускає наявність гідродинамічного мащення, має явні переваги перед схемою за рис. 1.1. Однак недоліки, властиві цій схемі, не дають можливості повністю реалізувати в основних вузлах тертя СЕУ рідинний режим мащення.

Недоліки схеми з похилими поверхнями (зазорами, що звужуються) усунуто в схемі з похило-еквідистантними поверхнями (ПЕП). Ця схема (рис. 1.3) є поєднанням похилої поверхні та еквідистантної саме в запропонованій послідовності в напрямку руху масла. У ПЕП розрахункова гідродинамічна піднімальна сила виникає і в похилій, і в еквідистантній поверхнях, що не спостерігається у схемі за рис. 1.1.

Застосування ПЕП дозволяє вузлу надійно працювати відразу після монтажу, без експлуатаційного приробляння, що може бути від декількох годин до декількох місяців, а іноді може привести до аварійної ситуації. Еквідистантна поверхня є буфером при динамічних навантаженнях.

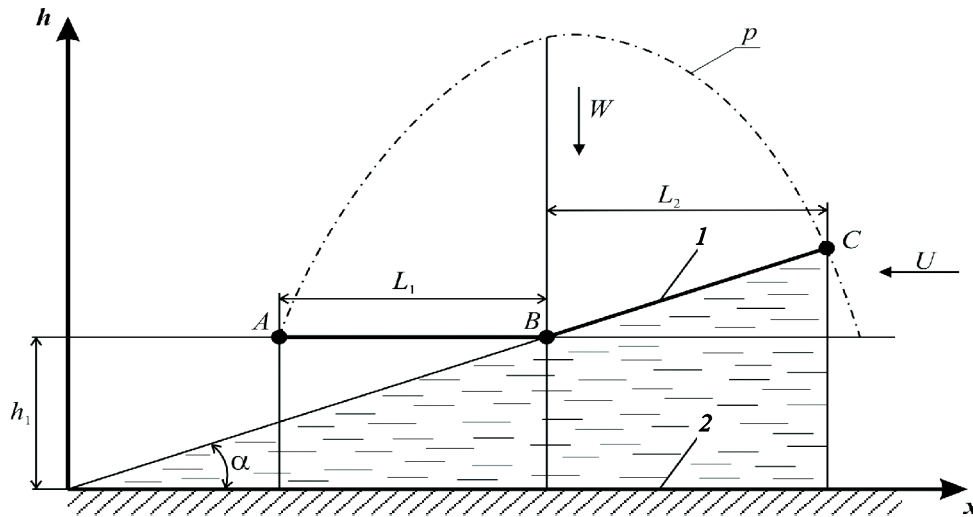


Рис. 1.3 Схема розташування похило-еквідистантних поверхонь.

$1, 2$ – поверхні першої й другої деталей; L_1, L_2 – довжини еквідистантної та похилої поверхонь відповідно; α – кут між похилою поверхнею першої деталі й поверхнею другої; U – швидкість пересування деталі 2 відносно деталі 1; h_1 – мінімальний масляний зазор; p – тиск; W – навантажувальна здатність; h – поточна товщина мастильного шару; x – поточна абсциса

Похило-еквідистантню поверхню ПЕП можна використовувати в основних вузлах тертя суднових механізмів, насамперед, суднових дизелів: вкладиш підшипника – вал, поршень – втулка циліндра, крейцкопф – паралель. Позиції вузлів тертя СЗУ можливо замінити вузлами тертя з використанням ПЕП, що забезпечить рідинний режим тертя в цих вузлах і підвищить ефективність роботи.

- рамові підшипники;
- мотилеві підшипники;
- головні підшипники;
- поршень-втулка;
- опорні підшипники валопроводу.

Таким чином, характерним вузлом СЗУ є підшипник ковзання.

Використання рідинного режиму тертя у вузлах ГД підвищить ефективність його роботи.

У роботі запропоновано використання похило-еквідистантного мастильного шару у вузлах тертя ГД, що дозволяє перевести вузли в режим рідинного мащення для підвищення його ефективності. Для аналізу явищ, що відбуваються в масляному шарі, для оцінки їхньої ефективності були визначені значення конструктивних і експлуатаційних параметрів вузлів тертя й діапазони припустимих змін, що враховуються при виготовленні й експлуатації деталей вузлів тертя: α — кут нахилу поверхонь; h_1 — мінімальний масляний зазор; L_1, L_2 — величина еквідистантної й похилої поверхонь; k — відношення L_1/L_2 . Схема похило-еквідистантного контакту представлено на рис. 1.4.

Залежність зміни параметру k по ($p_{\max} = \varphi_1(k)$) показано на рис. 1.5.

Величина a (див. рис. 1.4) визначає довжину, а величина b — ширину зони підтримки. Зона підтримки являє собою площадку, де діють гідродинамічні сили, викликані переміщенням однієї з поверхонь у похило-еквідистантному мастильному шарі.

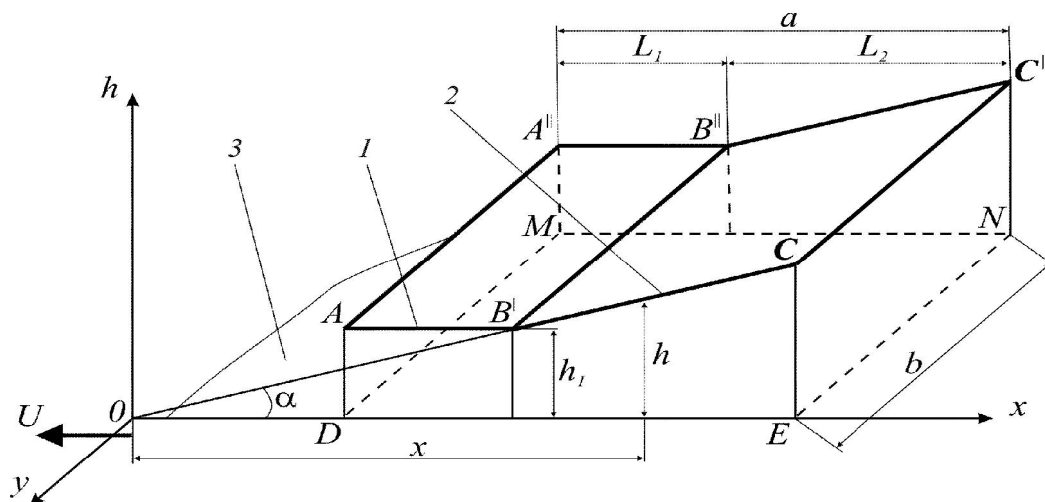


Рис. 1.4 Схема похило-еквідистантного контакту.

1 – еквідистантна поверхня першої деталі; 2 – похила поверхня першої деталі; 3 – поверхня другої деталі; $DMNE$ – контактна поверхня другої деталі; h – поточна координата мастильного шару; x – поточна координата; a – довжина першої деталі; b – ширина першої деталі

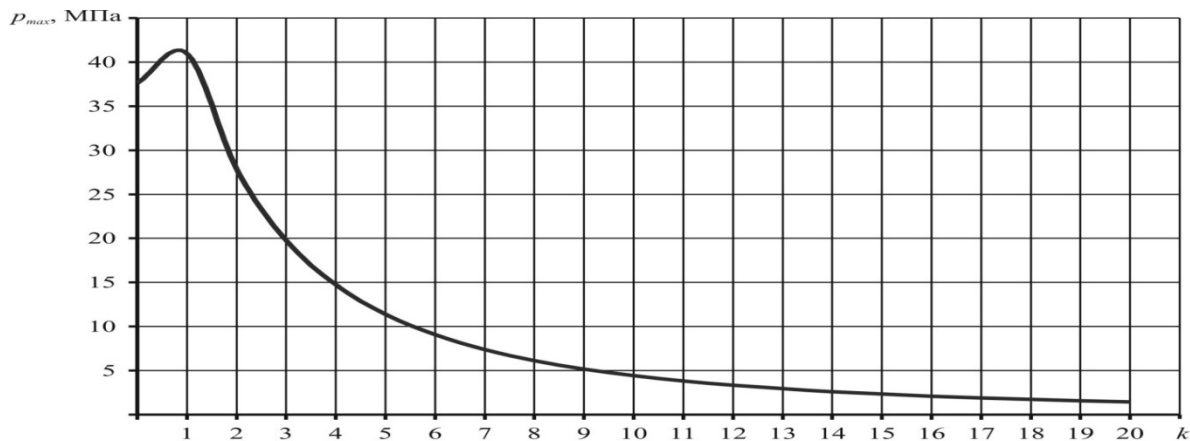


Рис. 1.5 Залежність максимального тиску $p_{\max}$ від відносного параметру k

1.1 Конструктивні схеми підшипникових вузлів

Комплексно досліджуючи графіки залежності максимального тиску $p_{\max}$ від k : $p_{\max} = \varphi_1(k)$; встановили:

- оптимальна довжина L_2 змінюється в межах від 18 до 28 мм залежно від мінімального мастильного шару h_1 ;
- при збільшенні навантажувальної здатності у два рази величина мастильного шару зменшується в 1,4 рази; наприклад, при максимальному тиску 50 МПа мінімальна товщина мастильного шару $h_1 = 10$ мкм, а при $p_{\max} = 100$ МПа – $h_1 = 7$ мкм;

- площадку DMNE (див. рис. 8.1) будемо надалі називати зоною підтримки;
- довжина зони підтримки $a = L_1 + L_2$ (див. рис. 1.6) змінюється в межах від 20 до 40 мм.

Похило-еквідистантні поверхні використовуються у вузлах втулка-поршень СОД, у рамових і мотилевих підшипниках колінчатого вала.

На поверхні поршня вище й нижче поршневого пальця пропонується виконати похило-еквідистантні поверхні у вигляді конусних проточек.

На рис. 1.6 добре видно розташування зон підтримки.

Виконують дві зони підтримки в нижньому вкладиші й дві зони підтримки у верхньому вкладиші. Розташування зон підтримки центрує цапфу по осі вкладиша. Величина зони підтримки дорівнює від 20 до 40 мм. Розташування зон підтримки може бути різним залежно від розмірів вала, величини зовнішнього навантаження, довжини вкладиша.

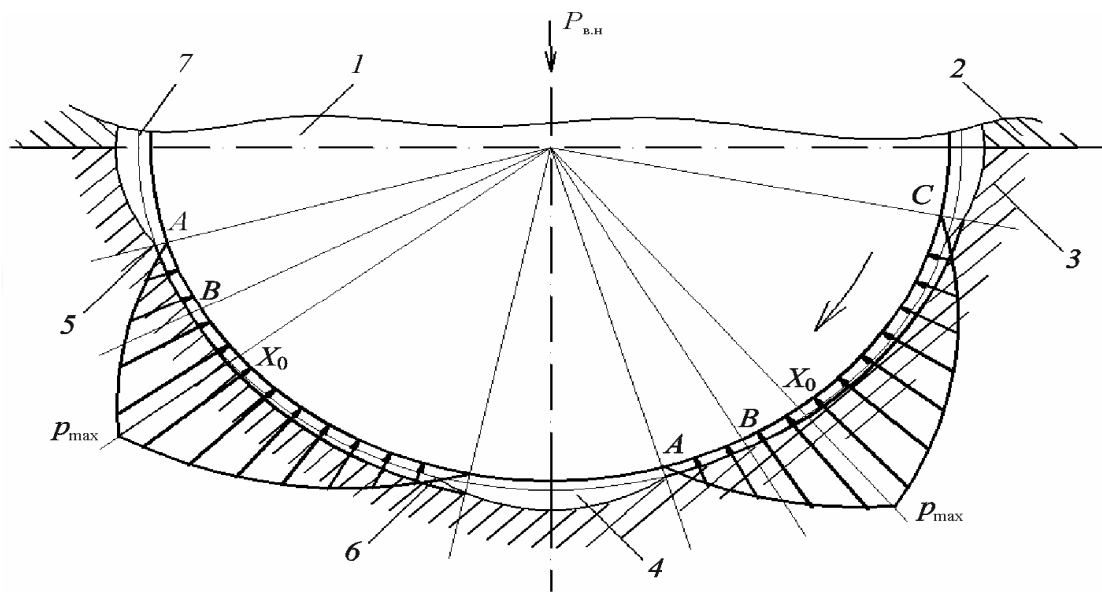


Рис. 1.6. Конструктивна схема й епюри тиску рамових і мотилевих підшипників колінчатого вала (нереверсивна машина) при діаметрах шийки вала $20 \text{ мм} < d < 80 \text{ мм}$: 1 – вал; 2 – вкладиш нижній; 3 – вкладиш верхній; 4 – поверхня холодителів вкладишів; 5 – еквідистантна поверхня вкладиша (A, B); 6 – похила поверхня вкладиша (B, C); 7 – внутрішня поверхня вкладиша до обробки; $P_{в.н}$ – зовнішнє навантаження

1.2 Підвищення ефективності СЗУ при використанні похило-еквідистантних поверхонь

При конструюванні вузлів тертя ГД раніше використовувалося паралельне (еквідистантне) або похиле розташування тертьових поверхонь. Похило-еквідистантне розташування поверхонь не розглядалося. Але в процесі експлуатації, за рахунок припрацювання або монтажного пришабровування окремих деталей, ці поверхні утворювалися, що поліпшувало роботу вузла в цілому. Для підвищення ефективності роботи вузла тертя необхідно на етапі конструювання визначити оптимальні значення конструктивних параметрів ПЕП, необхідну кількість зон підтримки й перевірити можливість одержання рідинного тертя.

Створення ПЕП у вузлах тертя ГД призначено для поліпшення працездатності вузла, тобто переведення вузла в режим рідинного тертя.

Відомо, що ефективний ККД двигуна дорівнює

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m,$$

де η_i — індикаторний ККД; η_m — механічний ККД.

Збільшення механічного ККД пов'язано зі зменшенням втрат на тертя. Механічний ККД дорівнює

$$\eta_m = 1 - (p_{\text{мех}}/p_i),$$

де $p_{\text{мех}}$ — середній тиск механічних втрат; p_i — середній індикаторний тиск.

$$p_{\text{мех}} = p_{\text{тр}} + p_{\text{нас}} + p_{\text{всп}} + p_{\text{вен}},$$

де $p_{\text{тр}}$ — втрати на тертя між деталями двигуна; $p_{\text{нас}}$ — «насосні» втрати; $p_{\text{всп}}$ — втрати на привод допоміжних механізмів; $p_{\text{вен}}$ — вентиляційні втрати.

Втрати на тертя в рухомих ланках двигуна включають роботу сил тертя як основних деталей механізму «руху» (колінчатий вал, шатун, поршень), так і основних рухомих частин механізмів (розподільний вал, зубчасті передачі тощо). У крейцкопфних двигунах переважна частина втрат на тертя доводиться на вкладиші підшипників, паралелі, поршень. Втрати на привод, що входять до складу механічних втрат, у двотактних двигунах становлять 1,5%, насосні втрати теж становлять 1,5%, вентиляційними втратами звичайно зневажають. Таким чином, можна припустити, що застосування ПЕП у вкладишах підшипників, опорних підшипниках валопроводу, головних підшипниках, рамових і мотылевих підшипниках веде до зменшення втрат на тертя у вузлах близько 4%, а отже до збільшення механічного ККД близько 4% відповідно, тому що ККД вузла тертя із застосуванням ПЕП за теоретичними і експериментальними даними становить близько 98%, а механічний ККД існуючих середньообертових двигунів становить приблизно від 92 до 94%.

Питома ефективна витрата палива дорівнює, г/кВт год,

$$g_e = 3600/\eta_e \cdot Q_n,$$

де η_e — ефективний ККД; Q_n — нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

Відповідно, при збільшенні ефективного ККД на 4% знижується питома ефективна витрата палива приблизно на 4%.

У зв'язку зі зменшення температури в зоні контакту потрібна менша кількість масла для охолодження вузла. Але, з огляду на те, що кількість масла для охолодження поршня залишається тою самою, можна припустити, що з урахуванням норм експлуатації кількість запасів масла може бути зменшена приблизно на 30%. Відповідно може бути зменшена ємність цистерн для масла, а також площа теплообмінників для охолодження масла. Отже, можливе зниження ємностей масла й площі теплообмінників для охолодження масла. В'язкість масла не буде мінятися у зв'язку з незначним зростанням температури в зоні контакту, й у масло не обов'язково додавати

антифрикційні добавки. У зв'язку зі зменшенням зношування поверхонь, зменшується забруднення масла, отже збільшується термін служби масла.

При використанні ПЕП у контактуючих поверхнях вузла тертя зменшується зношування робочих поверхонь у зв'язку з наявністю роздільної масляної плівки між поверхнями. За паспортними даними середньообертових двигунів зношування вкладиша підшипників ковзання за 10000 годин становить 0,03мм. Провідні фірми світу активно займаються проблемою зменшення зношування тертьових поверхонь. Так виробник двигунів HYUNDAI по ліцензії MAN B&W при частковому використанні модифікованих поверхонь для головного підшипника двигуна S70MC (випуск 2004 р.) довела зношування вкладиша всього до 0,01мм на 10000 годин роботи. Підвищення ефективності СЕУ при використанні ПЕП показано у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 Підвищення ефективності СЕУ шляхом використання модифікованих поверхонь контакту

Параметр	До застосування ПЕП	Після застосування ПЕП
1. Питома витрата палива для двигуна, г/(кВт-год)	171	164
2. Витрата циркуляційного масла (SAE 30) г/(кВт-год)	1,4	1,35
3. Термін служби циркуляційного масла	заміна із установленими нормами	термін служби зростає, заміна масла після періодичного контролю
4. Зношування вкладишів підшипників ковзання	до заміни 0,03 мм за 10000 годин	0,01 мм за 10000 годин
5. Механічний ККД вузла	0,95	0,98

УДК 621.434.-038/039

Сидько Н. С., Шлихта А. Н., рук.: к. т. н., доц. Кардаш В. П.
Национальный университет «Одесская морская академия»

Управление стехиометрией в камере сгорания судового двигателя внутреннего сгорания

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

IMO – Intrnational Marititme Organisation

MARPOL – Marine Polution Convention

ОГ – отработавшие газы

ВТЭ – водо-топливная эмульсия

РОГ(EGR) – рециркуляция отработавших газов (Emission Gas Recirculation)

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

СПГ – сжиженный природный газ

SECA – Sulphur Emission Control Area (зона с ограничениями по выбросам оксида серы)

За последние несколько десятков лет человечество сделало большой шаг от признания наличия проблемы загрязнения нашей планеты до вполне конкретных действий. Инициативы, направленные на это были проявлены как отдельными странами, так и международными организациями.

Одной из таких организаций является ИМО, которая даже не смотря на лоббирование со стороны крупных судовладельцев год от года продолжала ужесточение правил, касательно выбросов осуществляемых с судов.

Очередным витком такого ужесточения будет вступление в силу в 2020 году новой редакции 6-й поправки MARPOL [1]. Согласно которой максимально допустимой границей для выбросов 0,50% по массе в отработавших газах (ОГ) на 1 января 2020 года и после этой даты.

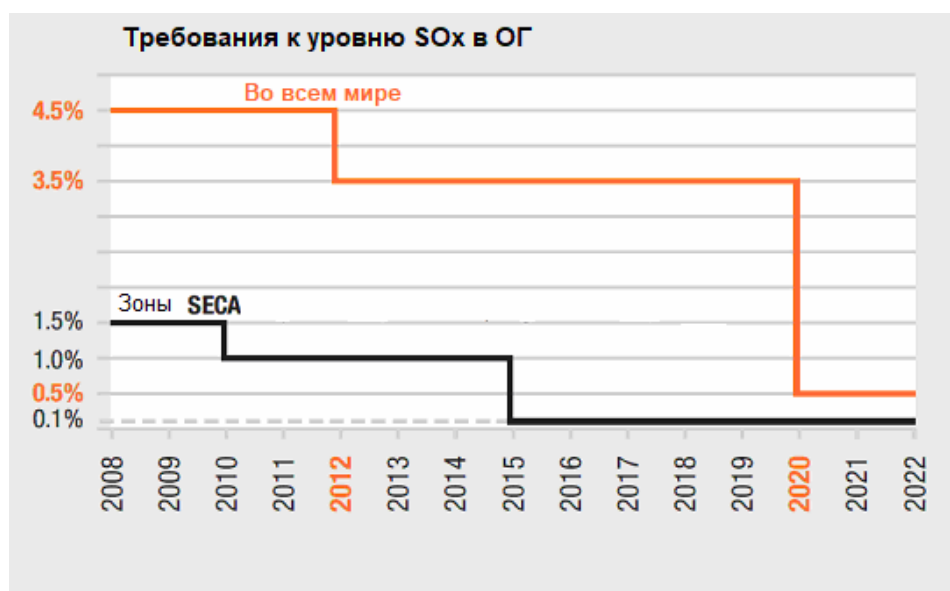


Рис. 1 Требования к уровню SOx в ОГ [2]

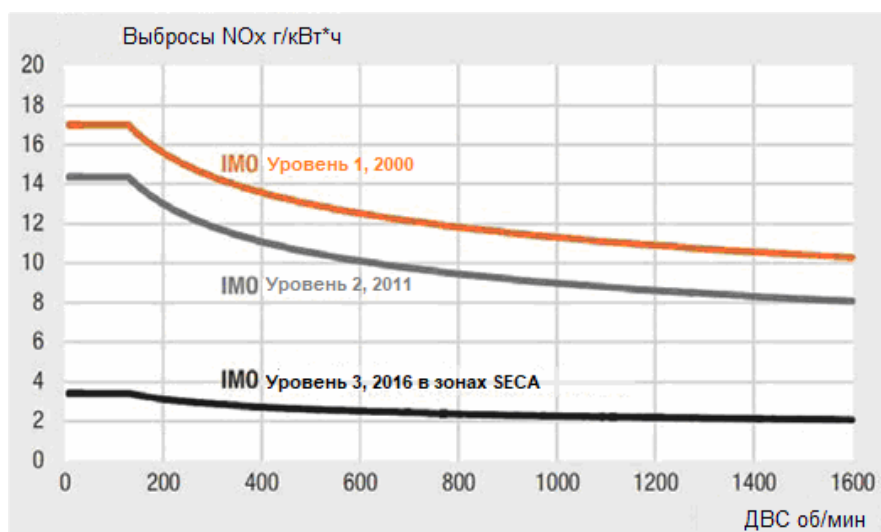


Рис. 2 Требования к уровню NOx в ОГ [2]

Однако достичь таких показателей, продолжая эксплуатировать судовые двигатели на тяжелых сортах топлива, - невозможно. Таким образом, мировой рынок пришел к выводу, что огромное количество судовых энергетических установок нуждается в модернизации. А все те, которые будут построены к этой дате уже должны конструктивно соответствовать стандартам.

На сегодняшний день существует несколько способов достижения уровня соответствия условиям 2020 года. В данной статье приведен анализ наиболее популярных и перспективных из них, а также процессов стехиометрии в камере сгорания судового двигателя внутреннего сгорания.

В условиях быстрого роста мирового флота, оснащения судов высокофорсированными двигателями внутреннего сгорания (ДВС) повышенной оборотности, а также изменения структуры топливного баланса в сторону увеличения потребления тяжелых низкокачественных топлив особо актуальной становится проблема оценки концентрации токсичных компонентов в ОГ ДВС, эксплуатирующихся на судах.

Распространение мандата Комитета защиты морской среды Международной морской организации (ИМО), а также норм Международной конвенции MARPOL на охрану воздушного бассейна от его загрязнения [1] судами обострило внимание законодателей и специалистов к выбросам вредных веществ с ОГ судовых двигателей и инициировало проведение серии исследований.

Наряду с наиболее распространенным инструментальным способом необходимой является возможность аналитического определения концентраций токсичных компонентов [3].

В национальном стандарте изложены предписания по определению удельного средневзвешенного выброса i -го вредного вещества:

$$e_i^p = 0,446\mu_i \frac{\sum_{j=1}^m C_{ij} V_{exhj} W_j}{N_{e\text{ ном}} \sum_{j=1}^m N_{ej} W_j} \quad (1)$$

где μ_i – молекулярная масса i -го загрязняющего вещества либо его эквивалента по приведению: $\mu_{\text{NO}} = 30$, $\mu_{\text{NOx}} = 46$, $\mu_{\text{CO}} = 28$; m – число режимов испытаний в испытательном цикле; j – порядковый номер режима испытаний в испытательном цикле; i – индекс загрязняющего вещества; C_{ij} – измеренная при испытаниях в заданном режиме концентрация i -го загрязняющего вещества в ОГ, %; V_{exhj} – объемный расход ОГ, приведенный к нормальным атмосферным условиям ($T_0 = 273 \text{ K}$, $p_0 = 101,3 \text{ кПа}$), м³/ч, во «влажном» или «сухом» состоянии; P_j – отношение эффективной мощности дизеля для данного режима испытаний к номинальной эффективной мощности; P – номинальная эффективная мощность; W_j – коэффициент весомости режима.

Определение уровня токсичности химических компонентов посредством газоанализатора и дымомера не всегда возможно. В связи с этим необходим достаточно достоверный расчетный метод определения количественного со-

става ОГ ДВС. Широко известен подход к анализу токсичных составляющих по составу топлива и элементарному составу ОГ, представленный в работах Н. Г. Дьяченко, В. Н. Луканина, А. С. Орлина, М. Г. Круглова [4-5]. Однако посредством такого метода невозможно рассчитать концентрацию нормируемых токсичных компонентов. Кроме того, результаты расчета дают погрешность от 30 до 50 %. Столь высокая погрешность не дает возможности заменить инструментальную оценку ОГ двигателя.

Поэтому предлагается оценивать концентрацию токсичных составляющих в ОГ двигателей по внешним показателям работы без применения измерительных приборов: частоте вращения коленчатого вала n , эффективной мощности N_e , степени сжатия ϵ , коэффициенту избытка воздуха α , давлению впрыска топлива $p_{вп.т}$, расходу топлива g_e .

Изменение концентрации отдельных токсичных компонентов подчиняется определенным закономерностям, напрямую зависящим от основных показателей рабочего цикла двигателя, а, значит, в процессе эксплуатации, – от режима работы дизеля. Установив эти закономерности, можно составить математическую модель, выражающую физическую зависимость численных значений концентрации токсичных компонентов от внешних показателей рабочего процесса двигателя в виде трансцендентных зависимостей:

$$CO = R \frac{\alpha^k g_e^p}{\epsilon^m N_e^y n^z p_{вп.т}^x} \quad (2)$$

$$NO_x = K \frac{N_e^y n^z \epsilon^m}{g_e^p \alpha^k p_{вп.т}^x} \quad (3)$$

Здесь R , K – коэффициенты пропорциональности; x , y , z , m , p , k – показатели степени, определяющие уровень значимости того или иного фактора. Данные зависимости представлены в общем виде. Коэффициенты и показатели степеней определяются в ходе решения оптимизационной задачи для различных типов двигателей на различных режимах работы.

Таким образом, во избежание необходимости инструментальных замеров и с целью повышения точности результатов предлагается использовать в расчетах не измеренную концентрацию, а рассчитанную по предлагаемому методу. В результате анализа выявлено, что сходимость результатов расчетов по методике с использованием показаний газоанализатора АНК-АТ-310-03 и с применением предложенного метода достаточно высока.

Данные приведены:

- для среднеоборотного дизеля 6Ч18/22 при: $n = 730$ об/мин; $N_e = 110$ кВт; $\epsilon = 13,5$; $g_e = 246$ г/(кВт · ч); $p_{вп.т} = 21$ МПа; $\alpha = 2,54$;
- для среднеоборотного дизеля 2Ч9,5/11 при: $n = 1\,500$ об/мин; $N_e = 10,49$ кВт; $\epsilon = 17$; $\alpha = 1,48$; $g_e = 240$ г/(кВт · ч); $p_{вп.т} = 13,5$ МПа;
- для высокооборотного дизеля 6ЧН15/18 при: $n = 1\,500$ об/мин; $N_e = 110$ кВт; $\epsilon = 15$; $\alpha = 1,9$; $g_e = 280$ г/(кВт · ч); $p_{вп.т} = 21$ МПа ; – для высокообо-

ротного дизеля 8С13/14 при: $n = 1\,500$ об/мин; $N_e = 110$ кВт; $\varepsilon = 16,5$; $\alpha = 1,9$; $g_e = 270$ г/(кВт · ч); $p_{вп.т} = 17,5$ МПа.

Таблица 1. Сравнительные данные показаний газоанализатора и результатов расчета количества вредных веществ при работе ДВС различных марок [3].

Марка дизеля	Номинальный режим работы двигателя					
	Результаты измерений посредством газоанализатора, г/(кВт·ч)			Результат расчета по данным метода авторов, г/(кВт·ч)		
	CO	NO	NOx	CO	NO	NOx
6С18/22	4,65	12,76	20,58	4,462	12,519	20,744
2С9,5/11	6,85	7,24	11,57	6,814	7,170	11,468
6СН15/18	9,82	6,57	10,487	9,813	6,541	10,443
8С13/14	8,91	7,25	11,58	8,99	7,227	11,676

В связи с предстоящим ужесточением норм по выбросам в будущем, возникла необходимость в разработке специальных методов снижения вредных выбросов с ОГ ДВС. Эти методы подразделяются на две группы.

Первичные методы снижения выбросов NOx основаны на уменьшении температуры в зонах горения топлива. Поскольку температура является основным фактором при образовании NOx, то этот метод весьма эффективен.

Вторичные методы основаны на химической нейтрализации NOx перед выпуском ОГ в атмосферу. Наибольшее распространение на судах морского флота получили первичные методы снижения выброса NOx, основанные на увлажнении воздушного заряда, которое может осуществляться следующими способами:

- смешиванием топлива и воды до топливного насоса высокого давления и впрыском в цилиндр водотопливной эмульсии.
- впрыском воды непосредственно в цилиндр, для чего ДВС оборудуется отдельной системой;
- увлажнением наддувочного воздуха путем впрыска заборной воды в поток горячего воздуха на выходе из улитки центробежного компрессора.

Вторым направлением в группе первичных методов снижения выбросов NOx является рециркуляция отработавших газов (РОГ). Суть этого метода заключается в том, что часть ОГ из выпускного коллектора подается в продувочный ресивер.

Предварительно ОГ пропускаются через распыленную воду в специальном устройстве, где охлаждаются, очищаются от сажи, частиц оксидов и серы. После очистки ОГ электроприводным центробежным компрессором подаются в продувочный ресивер. К вторичным методам снижения выбросов относятся метод селективного каталитического восстановления NOx и десульфация ОГ.

Количество возможных действий по снижению выбросов вредных веществ с ОГ довольно обширен, как мы можем видеть из таблицы 2. Однако детально проанализировать каждый из них в этой статье у нас не получится.

Потому – выделим основные группы. При выборе мы будем руководствоваться общностью некоторых методов, а так же их эффективностью.

Таблица 2. Возможные технические мероприятия по снижению содержания вредных веществ в ОГ судовых ДВС [2].

№	группы	Мероприятия	Изменение выбросов вредных веществ, %				$E_{\text{в}}$ г/кВт·ч	Э
			NOx	CO	C	CH		
1	Учет эксплуатационных факторов	Оптимизация режимов работы двигателя	↑	↑	↑	↑	↓	↑
2		Поддержание технического состояния двигателя	↑	↑	↑	↑	↓	↑
3		Применение легких фракций моторного масла	=>	=>	-25	=>	=>	=>
4		Оптимизация давления маслосъемного кольца	=>	=>	-25	=>	=>	=>
5		Увеличение ЦЧ (введение в топливо органических нитратов)	-50	-60	-50	-40	-	-
6		Введение противодымных присадок	=>	=>	-60	=>	=>	=>
7		Введение катализаторов в виде присадки к топливу	=>	-61	=>	-38	-9	↑
8		Отключение части цилиндров на мало.наг. реж.	↓	↓	↓	-50	-20	↑
9		Уменьшение плотности топлива	=>	=>	-8	=>	↓	↑
10	Применение альтернативных топлив	диметилэтер (ДМЭ) в качестве топлива	↓	нет	нет	-	↑	↓
11		ДМЭ в качестве присадки к воздуху	↓	↓	↓	↓	↑	↓
12		метанол в качестве топлива	-75	↗	-50	↗	+50	↓
13		метанол в качестве присадки к воздуху	-85	-	-	-	-	-
14		метанола в виде эмульсии с дизельным топливом (МТЭ)	-50	-	-	-	-	-
15		Природный газ	-80	↓	↓	-	-	↑
16		Биодизель	=>	↓	↓	↓	-	↑
17		Водород	-30	↓	-40	-35		
18	Увлажнение воздуха	смешением топлива и воды до топливного насоса и впрыском в цилиндр водотопливной эмульсии (ВТЭ).	-30	=>	↓	=>	↙	↙
19		впрыском воды непосредственно в цилиндр, для чего дизель оборудуется отдельной системой (НВП);	-70	=>	↑	=>	+7	↓
20		увлажнением наддувочного воздуха путем впрыска забортной воды в поток горячего воздуха на выходе из улитки центробежного компрессора (УНВ);	-70	=>	↑	=>	↑	↓
21		подачей перегретого пара из утилизационного котла в цилиндр через электромагнитный клапан в крышке цилиндра в начале хода сжатия (ППП).	-60	=>	-	=>	-5	↑
22	Очистка ОГ	абсорбция	-15	=>	-50	-60	=>	=>
23		каталитическое окисление (для бенз. дв., дизель – диску.)	=>	-90	-10	-90	=>	=>
24		каталитическое восстановление	↓	-	-	-	-	-
25		термическое сжигание (пока не реализован)	↓	↓	↓	↓	↓	↑
26		обработка электрическим разрядом (холодной плазмой)	-60	-90	-	-	-	-
27		мембранное разделение	↓	-	-	-	-	-
28		Жидкой нейтрализатор	-10	=>	-75	-60	=>	=>
29		Сажевые фильтры	=>	=>	-95	=>	=>	=>
30	Регулировка топливной аппаратуры	Уменьшение максимальной ЦПТ	=>	-63	-63	-63	=>	=>
31		Уменьшение угла опережения впрыски топлива	-60	=>	+35	+25	-	↑
32		Регулировка параметров ТА	=>	-35	-35	-35	-	=>
33		Регулировка фаз газораспределения	-35	↓	↓	↓	-	=>
34		Рециркуляция ОГ	-80	-	-	-	-	↗
35		Надув с охлаждением воздуха	-50	-50	-50	-50	-50	↑
36		Обогащение воздуха на впуске жидким или газообразным топливом	↙	-35	-50	-35	↓	↑
37		Увеличение температуры на впуске	↗	-28	-28	-28	-	↙
38		Увеличение температуры стенок КС	↗	-28	-28	-28	-	↙

Обозначение:
 ↑/↓ – увеличение/уменьшение; ↗/↙ – незначительное увеличение/уменьшение;
 +50.....-50 увеличение..уменьшение на 50%; => – без изменения; – – нет данных; Э – экономичность – величина, обратно пропорциональная удельному расходу топлива (г.).

Очистка ОГ.

Очистка ОГ уже покинувших ДВС, зачастую осуществляется с помощью установки «фильтров» на пути следования ОГ. Эту роль исполняют скруббе-

ры. Скрубберы - аппараты различной конструкции для промывки жидкостями газов с целью их очистки и для извлечения одного или нескольких компонентов, а также барабанные машины для промывки полезных ископаемых. Широко используются при улавливании продуктов коксования и очистке промышленных газов от пыли, для увлажнения и охлаждения газов, в различных химико-технологических процессах. Конструктивно их разделяют на: полые газопромыватели (оросительные промывные камеры; полые форсуночные скрубберы); насадочные скрубберы; тарельчатые газопромыватели (барботажные и пенные аппараты); газопромыватели с подвижной насадкой; мокрые аппараты ударно-инерционного действия; мокрые аппараты центробежного действия; механические газопромыватели (механические скрубберы, динамические скрубберы); скоростные газопромыватели (скрубберы Вентури, эжекторные скрубберы).

Использование воды.

Наибольшее распространение на судах морского флота получили методы снижения выброса NO_x , основанные на увлажнении воздушного заряда [6-7], которое может осуществляться следующими способами:

- смешиванием топлива и воды до топливного насоса высокого давления и впрыском в цилиндр водотопливной эмульсии (ВТЭ).
- впрыском воды непосредственно в цилиндр, для чего ДВС оборудуется отдельной системой;
- увлажнением наддувочного воздуха путем впрыска заборной воды в поток горячего воздуха на выходе из улитки центробежного компрессора.

Рециркуляция ОГ (РОГ).

Суть этого метода заключается в том, что часть ОГ из выпускного коллектора подается в продувочный ресивер [8]. Предварительно ОГ пропускаются через распыленную воду в специальном устройстве, где охлаждаются, очищаются от сажи, частиц оксидов и серы. После очистки ОГ электроприводным центробежным компрессором подаются в продувочный ресивер. РОГ снижает температуру сгорания, тем самым снижая выбросы NO_x . Температура сгорания снижается за счет увеличения удельной теплоемкости газов в цилиндре и снижения общей концентрации кислорода. РОГ способствует увеличению продолжительности сгорания и снижению температуры сгорания. Так же она позволяет резко сократить выброс в атмосферу вредных веществ за счет минимального ухудшения энергетической эффективности двигателя.

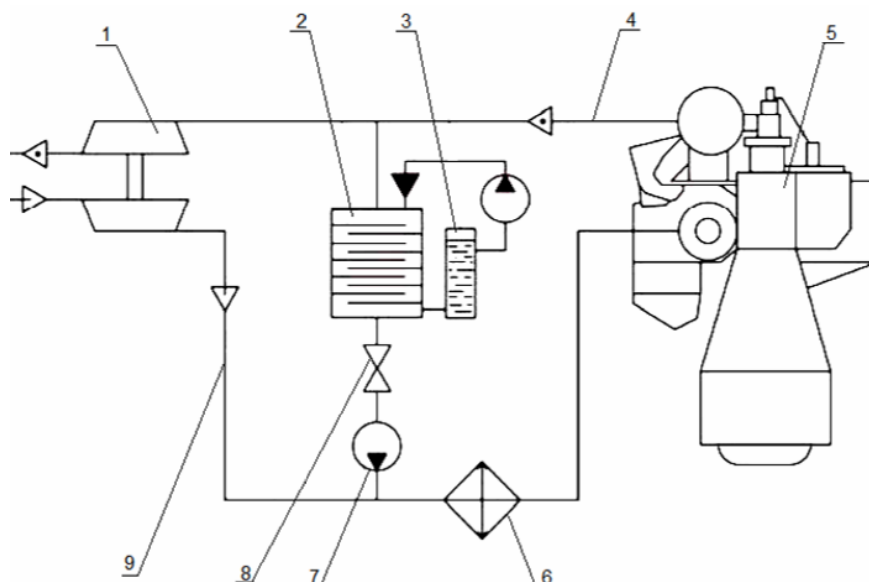


Рис. 3. Принципиальная схема РОГ [8]: 1 – газотурбонагнетатель; 2 – водяной скруббер; 3 – водяная цистерна; 4 – газовая магистраль; 5 – ДВС; 6 – охладитель наддувочного воздуха; 7 – насос; 8 – управляющий клапан; 9 – воздушная магистраль

Использование альтернативных видов топлива.

Кроме традиционных топлив, уже применяют альтернативные топлива, в том числе спиртосодержащие, которые в дизелях, правда, находят ограниченное применение [9]. Их использование возможно только при обеспечении воспламенения запальной дозой дизельного топлива, поскольку теплотворная способность спиртов приблизительно в 2 раза меньше, чем таковая у дизельного топлива. Наличие кислорода в составе молекулы спиртов приводит к низкому сажеобразованию. Эмиссия же NO_x , несмотря на наличие в спиртах кислорода, не возрастает, а снижается в связи со сниженной температурой горения. В последнее время большой интерес вызывает диметиловый эфир. Благодаря своим физико-химическим характеристикам, он может применяться в дизелях без использования. Диметиловый эфир обладает целым рядом преимуществ по сравнению с другими альтернативными топливами и даже дизельного топлива.

Обогащение камеры сгорания дополнительным зарядом кислорода.

Из исследований, проводимых Мичиганским университетом [10] следует, что повышение выходных характеристик ДВС достигнуто в результате относительно небольшого повышения концентрации кислорода. При концентрации кислорода в наддувочном воздухе в пределах 23-35% цилиндровая эффективная мощность увеличится от 10% до 90%, при различных нагрузках.

При пониженной подаче топлива мощность увеличивается и более (приблизительно на 12%), при тех же концентрациях. Такое повышение мощности сопровождается повышением среднего эффективного давления и снижением удельного расхода топлива до 15%. Ожидаемое увеличение термического КПД вызвано более высокой скоростью горения, особенно во время

фазы диффузии. Однако, данные преимущества, тем не менее, - несущественны из-за сопутствующего им увеличения доли NOx, в ОГ, в 3-5 раз!

Потому, для того, чтобы использовать все преимущества данного метода, надо проводить глубокую модернизацию ДВС, которая позволит добавлять кислород не в наддувочный воздух, но непосредственно в камеру сгорания. Единственным вариантом для осуществления такого процесса является установка дополнительных форсунок, которые будут подавать кислород в камеру сгорания. Подача кислорода должна осуществляться не одним зарядом в определенный момент, но носить характер порционного впрыска, для достижения наибольшего смешения с имеющимся воздушным зарядом. В процессе их проектирования необходимо учитывать необходимость нагнетания ими давления подаваемого кислорода, превышающего давление в камере сгорания. При том, чтобы время его подачи поддавалось такой же гибкой регулировке, как и подача топлива.

Вне всяких сомнений, любой из вышеописанных методов сулит судовладельцам дополнительные затраты, по сравнению с обычной эксплуатацией судна на тяжелых сортах топлива. Таким образом, выбор способа зависит от финансовых возможностей отдельных судовладельческих компаний.

Изменения 2020 года станут тяжелым ударом для судовладельцев с ограниченным капиталом. Не имея возможности проведения глубокой модернизации своих судов (переоборудование топливной аппаратуры для альтернативных топлив) им придется либо переходить на наиболее дешевые дизельные топлива, либо устанавливать простейшие скрубберы (так как зачастую такие судовладельцы эксплуатируют довольно старые суда и вариант снижения выбросов, путем регулирования топливной аппаратуры им недоступен). Для иных же выбор будет состоять в адекватной оценке цены модернизаций и прибыли, которую возможно принесет такое судно. Следует учитывать, что даже самая полная модернизация не будет однократным вложением. Так что для многих судовладельцев решением будет снижение тоннажа их флотов. Для иных же – продажа части своего флота на скрап, с целью закладки более современных судов.

Наиболее простым, но тупиковым, вариантом остается перевод судов на дизельные топлива. Данный вариант не требует дополнительных мгновенных затрат на модернизацию ДВС. Однако – значительно повышает стоимость эксплуатации судна. Таким образом, поддерживать такое решение судовладелец сможет исключительно за счет снижения своей прибыли, без видимой возможности ее увеличения, за исключением изменения стоимости транспортных услуг на мировом рынке.

Варианты же модернизации топливной аппаратуры под использование сжиженного природного газа (СПГ) является крайне дорогостоящей и сложной операцией. Так же стоит отметить, что по всему миру терминалов для бункеровки торговых судов СПГ в мире не так уж и много, что весьма ограничивает район эксплуатации таких судов.

Таким образом, мы можем сделать вывод, что на ближайшее десятилетие наиболее выгодным вариантом остается комбинирование различных вариантов, таких как: установка скрубберов, РОГ, использование ВТЭ, обогащение наддувочного воздуха кислородом и использование безраспредвальных двигателей с гибкой регулировкой процессов сгорания. Выбор же конкретных комбинаций варьируется в зависимости от финансовых возможностей судовладельца, состояния судна и его предназначения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. MARPOL Convention 73/78, Annex VI, IMO, London.
2. Промтов М. А. Анализ методов снижения вредных веществ в отработанных газах судовых дизелей// Материалы научной конференции ТГТУ. 2010. – С. 101-110.
3. Е. В. Климова. Оценка концентрации токсичных составляющих в отработавших газах судовых дизелей и влияния конструкции камер сгорания на их количество// Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. 2009. – С. 162-164.
4. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей// Машиностроение. 1983. – С. 372.
5. В. Н. Луканина. Двигатели внутреннего сгорания// Теория рабочих процессов. 2005. Т. 1, – С. 479.
6. Корягин В. А. Сжигание водотопливных эмульсий и снижение вредных выбросов. СПб.: Недра, 1995. – 146 с.
7. Гридин С.В., Хохлова А.Л. Оценка эколого-экономического эффекта от использования в качестве топлива водо-мазутной эмульсии, приготовленной из мазутосодержащих отходов // Пром. теплотехника. 2010, Т. 32, №3. – С. 59-63.
8. Андреев А. А., Пирисунько М. А., Свиридов В. И. Применение рециркуляции отработавших газов для улучшения тепловых и экологических параметров двигателей внутреннего// Проблеми інформаційних технологій. 2015. – С. 126-131.
9. Джихинто Г. А. Использование альтернативных топлив как способ снижения уровня токсичности выбросов судовых двигателей внутреннего сгорания// Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. 2007. – С. 146-149.
10. Assanis D.N. et al., Study of using oxygen-enriched combustion for locomotive diesel engine, Journal of engineering for gas turbines and power Y.2001, vol.123, No.1.

Снегур А.В., кер.проф. Веретенник О.М.
Національний університет «Одеська морська академія»

Поліпшення ефективності системи охолодження судових дизелів

Температурний режим являється важливим фактором, від якого залежить рівень температури стінок камери згоряння, умови роботи оливи в циліндрі, знос циліндра, втрати тепла через стінки, а значить здійснює значний вплив на експлуатаційні та економічні показники роботи дизелів.

Зміна температури охолоджуючої води, що омиває втулки двигунів, викликає зміну кількості тепла, що відводиться водою. Підвищення температури охолоджуючої води призводить до зменшення коефіцієнта наповнення циліндрів дизеля, що викликає зниження індикаторної потужності двигуна.

Режим охолодження суттєво впливає на нагаро-утворення і окислення оливи. Верхня границя температури води визначається умовами безпечної роботи ДВЗ.

Застосування сірчастого і високов'язкого сортів палива викликає необхідність підвищення температури води, що охолоджує циліндри. У потужних малообертових двигунах в цілях зниження зносу деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) через підвищений зміст сірки в паливі температуру охолоджуючої води підвищують до 75-85°C і навіть до 125°C. Подібна тенденція пояснюється ще й стремлінням скоротити втрату теплоти із охолоджуючою водою.

Підвищення рівня температури охолоджуючої води залежить від конструктивних особливостей двигуна, сортів застосовуваного мастила і палива.

В системах охолодження сам двигун розглядається як теплообмінний пристрій, а для забезпечення стабільної середньої температури охолоджуючої води по висоті циліндра рекомендується підтримувати в заданих рамках температуру води на виході з двигуна. При цьому велике значення для нормальної роботи системи охолодження має швидкість охолоджуючої води, то прокачується через охолодник.

Потужні тихохідні двигуни зазвичай устатковують автономними системами охолодження для циліндрів, поршнів і форсунок. Кожна автономна система охолодження розглядається як об'єкт регулювання.

Принцип відводу теплоти від двигуна шляхом зміни температури води на вході при постійній кількості води, що прокачується через двигун, здійснюється слідуючими конструктивними засобами: перепуском у внутрішньому контурі; перепуском і дроселюванням в контурі забортної води. Найбільш розповсюдженим на судах являється спосіб перепуску в контурі прісної води. Регулюємий орган — трьохходовий клапан встановлюється на трубопроводі води, що виходить з двигуна. Спосіб перепуску у внутрішньому контурі - єдиний спосіб, що дозволяє змінювати температуру води на вході в двигун при постійній її кількості.

Підвищення температури охолоджуючої води повинно супроводжуватися зростанням температур деталей ЦПГ. Зріст температури стінок камери згоряння в свою чергу сприяє зменшенню долі сприймаємої ними від газів теплоти - складаюча теплового балансу дизеля зменшується, і це позитивно відображається на корисній складовій - ефективному ККД дизеля.

Підвищення температури стінки втулки циліндра обусловлює: зниження в'язкості оливи, що знаходиться на її поверхні, а це викликає зниження зносу і втрат на тертя поршня, котрі, як звісно, складають біля 60% механічних втрат дизеля; скорочення механічних втрат обумовлює зріст механічного ККД дизеля і, як слідство, зниження питомої витрати палива; зменшення конденсації пари, яка утворилася при згорянні палива, сірчаної кислоти, що викликає електрохімічну корозію і знос.

Потрібно мати на увазі те, що зв'язок між ростом температур робочої поверхні циліндрів і їх зносом неоднозначна. При зниженні в'язкості оливи зменшуються втрати на тертя, але менш в'язка олива гірше утримується на поверхнях тертя. Встановлено, що в'язкість оливи на поверхні дзеркала циліндра повинна бути не менш $4 \text{ мм}^2/\text{с}$.

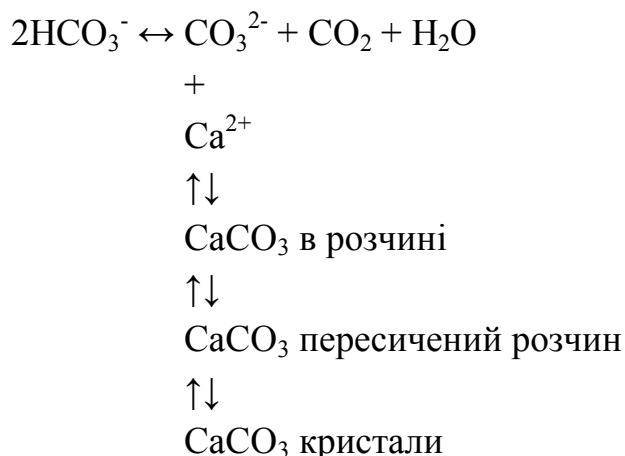
З підвищенням температури оливи посилюються термоокисні процеси, олива швидше втрачає свої змащувальні властивості, утворюються та відкладаються на робочих поверхнях лаки, смоли та інші продукти окислювальної полімеризації. Поршневі кільця втрачають подвижність, зростає знос деталей ЦПГ. Практично встановлено, що для забезпечення надійної роботи цього вузла температура дзеркала циліндрової втулки і температура поршня в зоні канавок поршневих кілець при існуючих мінеральних мастилах не повинна перевищувати $160-180^\circ\text{C}$. Позитивний ефект від підвищення температури води в двигуні може бути отримано лише при виконанні відміченої умови.

Залежність температурної напруги в деталях ЦПГ від температури охолоджуючої води мала. Однак це не виключає можливості появи небезпечних для міцності напруг під час перегріву дизеля в перехідні періоди його прогрівання і зупинки.

Важливо також збереження невеликого градієнту температур в осевому напрямку (по висоті циліндру). Іменно цим пояснюються вимоги дизелебудівників до того, щоб різниця температур на вході і виході з дизеля підтримувалась на рівні не більш $10-12^\circ\text{C}$.

Підтримка досить високих температур стала можливою завдяки ефективним мірам по інтенсифікації охолодження деталей ЦПГ, наближенню води до теплосприймаючих поверхонь. Звідси простий перенос рекомендацій по вибору температури води на двигуни старих моделей неможливий. Підвищення температури в системах їх охолодження може призвести до недопустимо високих температур поршня в зоні розташування кілець, втулки циліндра, що в свою чергу призведе до інтенсивного окислення оливи, заклиненню кілець у кепах, погіршенню умов утримання оливи на поверхнях тертя і інтенсивному зношенню деталей.

Основним з'єднанням, що має найбільше процентний вміст у складі накипу, є карбонат кальцію. Освіта карбонату кальцію відбувається в результаті розпаду бікарбонатних іонів за наступною схемою:



Розпаду бікарбонат-іона сприяють збільшення температури і втрати вільної вуглекислоти при розбризкуванні води в градирнях. Збільшення концентрації карбонат-іона в присутності катіонів кальцію призводить до утворення карбонату кальцію - малорастворимого з'єднання, що формує щільні відкладення на стінках трубопроводів і апаратів.

До складу кальцієвої накипу також може входити незначна кількість гідроксиду магнію, з основному не більше 1%. Гідроксид магнію випадає в осад при досягненні значень рН вище 10.

Освіта відкладень сульфату кальцію можливо в воді з досить високими показниками по солевмісту катіонів кальцію і сульфат-аніонів. Однією з причин виникнення даних умов є скорочення добавок свіжої води.

Виділення сульфату кальцію з розчину відбувається з освітою дигидрата $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, полугидрата $2\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ і ангідриду CaSO_4 . Ці сполуки мають різну розчинність, що зумовлюють склад сульфато-кальцієвих відкладень.

Для визначення здатності води виділяти з розчину кальцієві відкладення користуються індексом Ланжельє (J), або індексом насичення карбонатом кальцію. Даний індекс показує, наскільки стабільна вода і чи буде в ній випадати осад карбонату кальцію.

При $J = 0$ вода стабільна і осад випадати не буде, при $J > 0$ виникає ризик утворення карбонатно-кальцієвих відкладень, при $J < 0$ починається корозія обладнання.

За індексом Різнер характеристики води будуть наступними:

$IP = 4 \div 5$ - спостерігаються великі карбонатно кальцієві відкладення;

$IP = 5 \div 6$ - слабкі карбонатно кальцієві відкладення;

$6 < IP < 7$ - вода стабільна, може спостерігатися незначна корозія;

$IP = 7 \div 9$ - висока корозійна активність води;

$IP > 9$ - критична корозія.

Індекс Різнер має сенс розраховувати при кисень насиченні води від 4 мг / л. В іншому випадку утворення захисної карбонатної плівки не відбувається, і метал від корозійної дії не захищений.

Для розрахунку індексів Ланжельє і Різнер необхідно знати фактичний показник рНф данної води при її нагріванні в холодильнику до температури t , і рНs - показник в разі рівноважного насичення досліджуваної води карбонатом кальцію, при якому вона не володіла б здатністю виділяти або розчиняти карбонат кальцію. Для розрахунку рНs необхідно користуватися таблицею Ланжельє і знати загальну лужність води, концентрацію кальцію, загальний солевміст і температуру передбачуваного нагріву:

$$J = \text{pHф} - \text{pHs};$$

$$\text{IP} = 2\text{pHs} - \text{pHф}.$$

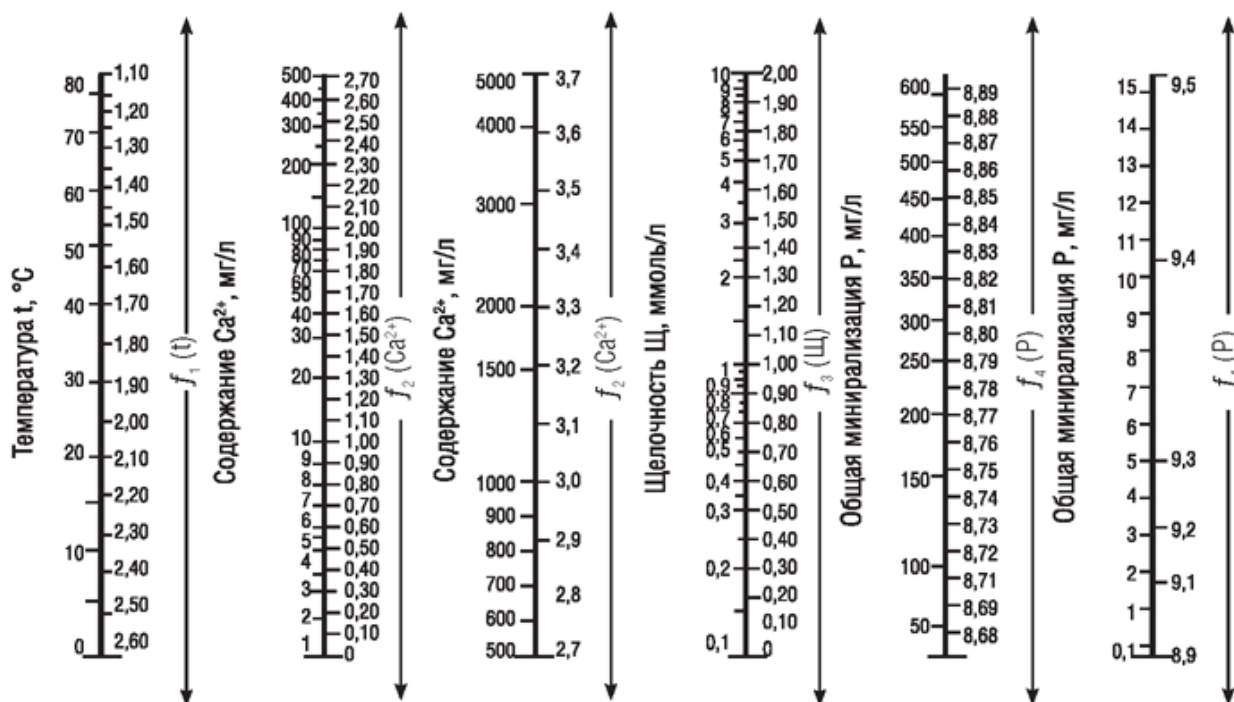
$$\text{pHs} = f_1(t) - f_2(\text{Ca}^{2+}) - f_3(\text{Щ}) + f_4(P), \text{ де}$$

$f_1(t)$ - функція температури нагріву,

$f_2(\text{Ca}^{2+})$ - функція вмісту кальцію,

$f_3(\text{Щ})$ - функція лужності,

$f_4(P)$ - функція загальної мінералізації.



Графік 1. Визначення рНs

При позитивному індексі насичення спостерігається тенденція води до накипформування. Цей факт вказує на необхідність попередньої підготовки і подальшої стабілізаційної обробки води для запобігання утворенню накипних відкладень.

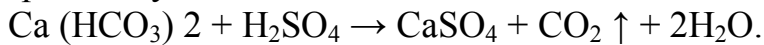
До методів попередньої підготовки води для попередження карбонатно-кальцієвих відкладень відносяться такі, як:

- пом'якшення води на катіоннообмінних фільтрах;
- знесолення на установці зворотного осмосу.

Стабілізаційна обробка води здійснюється такими способами, як:

- підкислення;
- фосфатирование.

Підкислення відбувається з виділенням вільної вуглекислоти, зниженням лужності води і перекладом карбонатної жорсткості в некарбонатну:



Для найкращого виділення вуглекислоти введення кислоти слід здійснювати разом з додатковою водою перед насосами і холодильниками.

У разі ж корозійної дії вуглекислоти на апарати і трубопроводи введення кислоти рекомендується здійснювати перед градирнею. В такому випадку відбувається видалення вільної вуглекислоти і стабілізація проходить за рахунок зниження лужності. Следует принять во внимание, что дозирование серной кислоты должно строго контролироваться, т.к. при ее избытке возможна коррозия оборудования, при недостатке выпадение в осадок карбоната кальция. Дозировка должна осуществляться таким образом, что бы на поверхности металла всегда присутствовала тонкая защитная пленка карбоната кальция.

В умовах високої лужності введення сірчаної кислоти небажаний, так як при цьому зростає концентрація сульфатів і в осад може випадати сульфат кальцію.

Фосфатирование води має на меті створити такі умови, які перешкоджають кристалізації карбонатно-кальцієвих сполук з подальшим їх відкладенням у вигляді твердих утворень на стінках труб і апаратів.

Для фосфатирования охладжующей воды застосовують тринатрийфосфат ($\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$), гексаметафосфат натрію ($\text{Na}_6\text{P}_6\text{O}_{18}$), триполіфосфат ($\text{Na}_5\text{P}_3\text{O}_{10}$) і органічні фосфонати і композиційні сполуки на їх основі.

Фосфатирование води повинно вестися з того розрахунку, що концентрація фосфатів у системі в перерахунку на P_2O_5 повинна знаходитися в межах 1 - 2 мг / л. Така концентрація фосфатів сприятиме попередженню утворення карбонатних відкладень. При великих концентраціях почнеться пом'якшення води і випадання шламу.

Готування розчинів фосфатів повинна здійснюватися при використанні корозійно захищеного обладнання. Дозування тринатрійфосфату і триполіфосфату слід проводити у вигляді розчинів міцністю не більше 0,1 - 0,2%, а гексаметафосфата не більше 3%, щоб уникнути пом'якшення води в точці вводу реагентів.

Фосфатирование води пов'язане зі збільшенням лужності. Найбільша лужність може бути розрахована за формулою:

$$\text{ЩЦ} = b1 - 0,15 \cdot \text{Жн}, \text{ де}$$

ЩЦ - гранична лужність циркуляційної води при фосфатному режимі, мг-екв / л;

Жн - некарбонатная жорсткість підживлювальної води, мг-екв / л;

b1 в разі обробки води тринатрийфосфатом приймається рівним 5 мг-екв / л, в разі гексаметафосфата 6 мг-екв / л.

Для підтримки лужності, що не перевищує ЩЦ, систему необхідно піддавати періодичній продувці q_3 :

$$q_3 = (\text{ЩП} \cdot q_1 / \text{ЩЦ} - \text{ЩП}) - q_2, \text{ де}$$

q_1 - втрата води при випаровуванні на градирні, %;

q_2 - втрата води при віднесенні;

Щп - лужність підживлювальної води, мг-екв / л.

Зразкові втрати води на випаровування можна визначити з урахуванням температур води до і після охолодження, а також температури повітря в градирні та витраті води на охолодження:

$$q_1 = k_1 \cdot \Delta t \cdot Q, \text{ де}$$

k_1 - коефіцієнт, що залежить від температури повітря в градирнях;

Δt - різниця температури води до і після охолодження, 0С;

Q - витрата води на охолодження, м³ / год.

Температура повітря, 0С 0 10 20 30 40

Коефіцієнт, k_1 0,001 0,0012 0,0014 0,0015 0,0016

У разі $q_2 > \text{ЩП} \cdot q_1 / \text{ЩЦ} - \text{ЩД}$ продування системи не потрібно, тому що необхідно кількість води для підтримки потрібної лужності несеться.

Якщо розраховане кількість продувочної води велике і з економічної точки зору мало доцільно, продування можна зменшити шляхом додавання кислоти. Доза кислоти розраховується за такою формулою:

$$D_k = e \cdot (\text{ЩП} - (q - q_1) / q \cdot \text{ЩЦ}) \cdot 100 / C_1, \text{ де}$$

D_k - кількість технічної кислоти на 1 м³ підпілочної води, гр .;

e - еквівалентна маса кислоти (для H₂SO₄ $e = 49,04$ мг-екв, для HCl $e = 36,47$ мг-екв);

C_1 - кислотність в технічному продукті, %;

q - витрата підживлювальної води, м³ / год.

З огляду на втрати під час продування системи, віднесення води і її випаровування, кількість доданого в систему реагенту розраховується за формулою:

$$D = [(1 \div 2) + 5 \cdot V / 24 \cdot q] \cdot 100 / C_1, \text{ де}$$

D - кількість реагенту на 1 м³ підпілочної води, гр .;

V - об'єм системи з урахуванням всіх ємностей, трубопроводів і апаратів;

C_1 - зміст P₂O₅ в технічному продукті, %;

q - витрата підпілочної води, м³ / год.

Видалення зважених речовин і заліза.

При високих змістах заліза в додатковій воді його слід видаляти до надходження води в циркуляційних систем охолодження.

Знезалізнення підживлювальної води може здійснюватися різними методами, такими як: видалення заліза на модифікованих завантаженнях, фільтруванням з попередньою аерацією, відстоювання та ін.

У циркуляційних системах для видалення зважених речовин і заліза найбільш доцільно застосовувати фільтри з піщаним, антрацитовою або полімерним завантаженням. Крупність зерна повинна становити 1,5 - 2,5 мм,

висота фільтруючого завантаження 2,5 - 3 м, швидкість фільтрування 10 - 15 м / ч.

Залежно від концентрації зважених речовин в циркуляційної води вибирають місце установки фільтра: при невисоких змістах має сенс фільтрувати лише частина води, зробивши на лінії розгалуження. При великій забрудненості води фільтр ставлять на основну лінію циркуляції, передбачаючи байпас.

УДК:621.436.038.001

Сулов А.А., рук. д.т.н. проф. Половинка Э.М.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Система электронного управления топливоподачей фирм MAN B&W и WARTSILA

Двигателестроители давно стремились к созданию такой системы управления двигателями, которая обеспечила бы гибкость в управлении подачей топлива и фазами газораспределения. Это позволило бы их оптимизировать применительно к каждому конкретному режиму работы с целью достижения высокой экономичности в широком диапазоне нагрузок и скоростей, снижения эмиссии вредных составляющих выхлопа и пр.

Наиболее важным предметом регулирования, в основном определяющим все параметры двигателя, является система топливоподачи. Традиционно управление подачей и газораспределением осуществляется механически с использованием кулачков распределительного вала. Профиль кулачков и их положение на валу при создании двигателя жёстко зафиксированы и их изменение в процессе работы двигателя требует слишком сложных и практически трудно реализуемых решений.

Перевод мощных двигателей на электронное управление потребовал не только поиска и разработки программ управления, высоконадежных средств электроники, но и радикального решения по замене мощных механических приводов. Достаточно сказать, что привод топливного насоса в стандартном варианте испытывает весьма большие нагрузки, если учесть, что в мощном двигателе в цилиндр за цикл подается около 200 г. топлива, сжатого до 80-90 Мпа. Высокие нагрузки приходятся и на привод выхлопных клапанов. Поэтому единственно верным решением было применить в качестве силовых передач гидропривод (MAN B&W), либо аккумуляторную систему топливоподачи, как это сделала фирма Sulzer.

Современный поршневой двигатель внутреннего сгорания невозможно представить без систем подачи топлива с электронным управлением, изменения фаз газораспределения, наддува и т.д. Таким образом, под программное управление электроникой переданы важнейшие процессы, протекающие в ДВС на всех эксплуатационных режимах.

В 1998 г. были начаты стендовые испытания полноразмерного двигателя с электронным управлением. В январе 2001 г. первый промышленный двига-

тель 6RT-flex 58T-B прошёл успешные испытания и позднее был установлен на судне.

RT-flex82

Overview

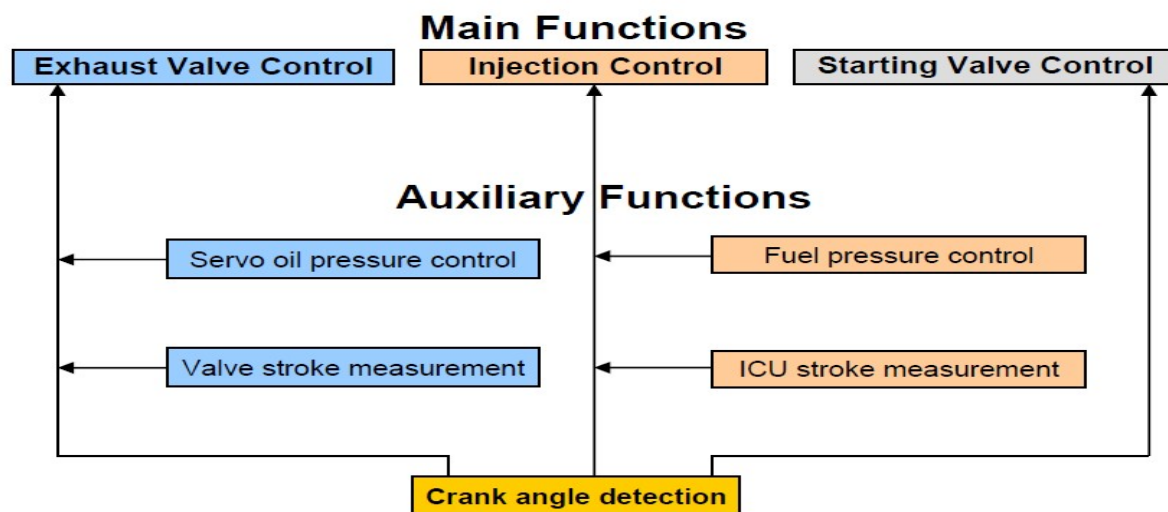


Рис. 1 Общий вид функций системы электронного управления фирмы WARTSILA

Система электронного управления WARTSILA во многом сходна с системой MAN B&W. Управление системами топливоподачи, выхлопных и пусковых клапанов осуществляется электронным блоком управления, получающим сигналы от многочисленных датчиков и, прежде всего, - датчика положения коленчатого вала.

RT-flex82

ICU

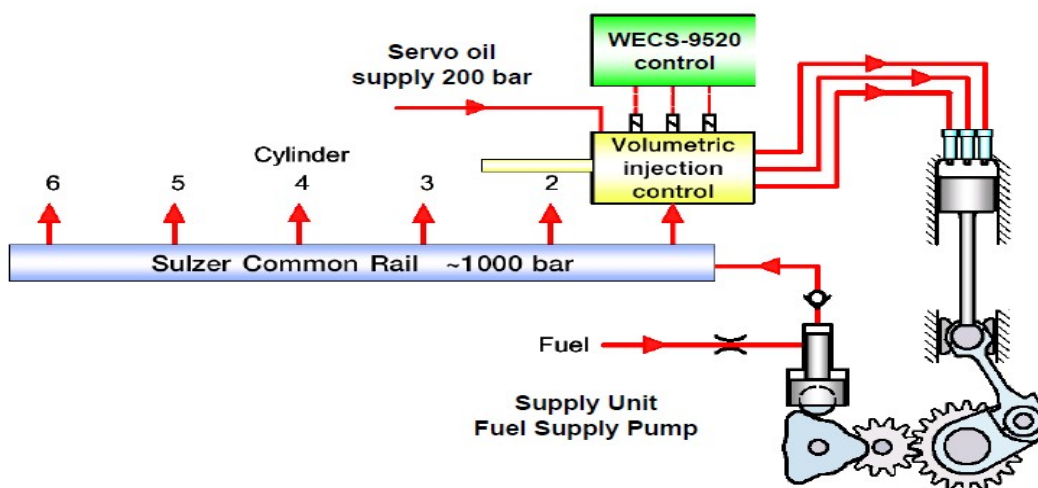


Рис. 2 Общий вид системы Sulzer Common Rail.

Существенное отличие от системы MAN заключается в отсутствии гидропривода ТНВД. Применение аккумуляторной системы топливоподачи исключило необходимость в сервоприводе ТНВД с помощью сжатого до высоких давлений масла, что в известной степени упрощает систему. Для сжатия топлива до давлений 100 Мпа используются топливные насосы золотникового типа, давно доказавшие свою высокую надежность.

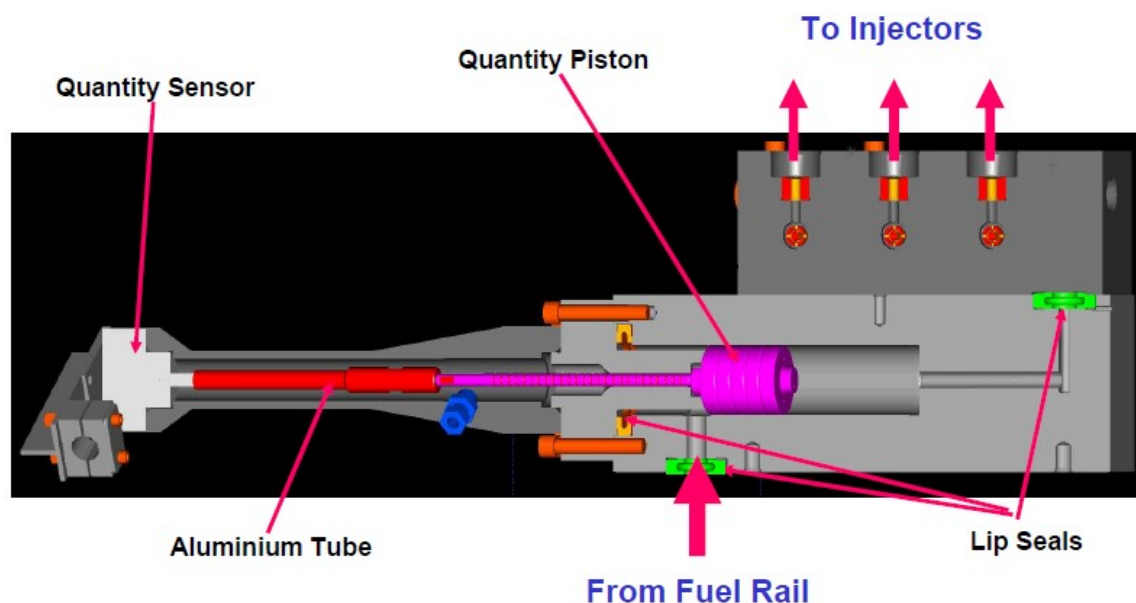


Рис. 3 Устройство насоса золотникового типа системы Common Rail.

Сжатое до 100 Мпа топливо поступает в аккумулятор, представляющий собой толстостенную трубу, протянувшуюся вдоль всего двигателя несколько выше крышек цилиндров. Для исключения динамического воздействия воли давления, которые могут возникать в аккумуляторе, в нем расположено устройство для их демпфирования. Управление топливоподачей осуществляется установленным на каждом цилиндре блоком управления, получающим командные сигналы от микропроцессора. Под действием этих сигналов быстродействующие управляющие клапаны открывают или закрывают доступ топлива к стандартным форсункам. В функции блока входит управление фазой начала подачи (практически – законом подачи). Интересно, что распределение топлива, включая моменты и форму кривой подачи, по каждой из трёх форсунок осуществляется независимо и работа каждой из них может быть запрограммирована индивидуально, либо идентично.

Начало работ по системам электронного управления двухтактных малооборотных двигателей относится к 1991 году, в 2003 были построены и установлены на танкерах первые двигатели MAN B&W 7SC50ME-C и 6SC70ME-C с электронным управлением. Фирмой было прежде всего разработано и заложено в основу электронной системы программное обеспечение.

Успешное сочетание традиционных, высоко-продвинутых технологий и высокоразвитой электроники воплощается в существенно-надёжный двигатель, который обеспечивает повышенную надежность и стойкость. Сконструированный для доступного изготовления и удобной эксплуатации, двигатель обеспечивает надежность на всех режимах работы. Рабочие диапазоны, электронно-управляемого двигателя MAN B&W ME, предоставляют возросшие выгоду, безопасность и модернизируемость для познания будущих перспектив.

Масло направляется в аккумулятор, давление в котором поддерживается путем изменения производительности гидронасосов, находящейся под управлением электронных блоков. Из аккумулятора масло направляется к установленным на каждом рабочем цилиндре гидроцилиндрам-усилителям привода ТНВД и выхлопного клапана, включающим блок распределения с гидравлическими аккумуляторами и электронно-управляемыми, пропорциональными, быстродействующими клапанами положения. В задачу последних входит управление фазами и давлениями топливоподачи, фазами движения выхлопного клапана.

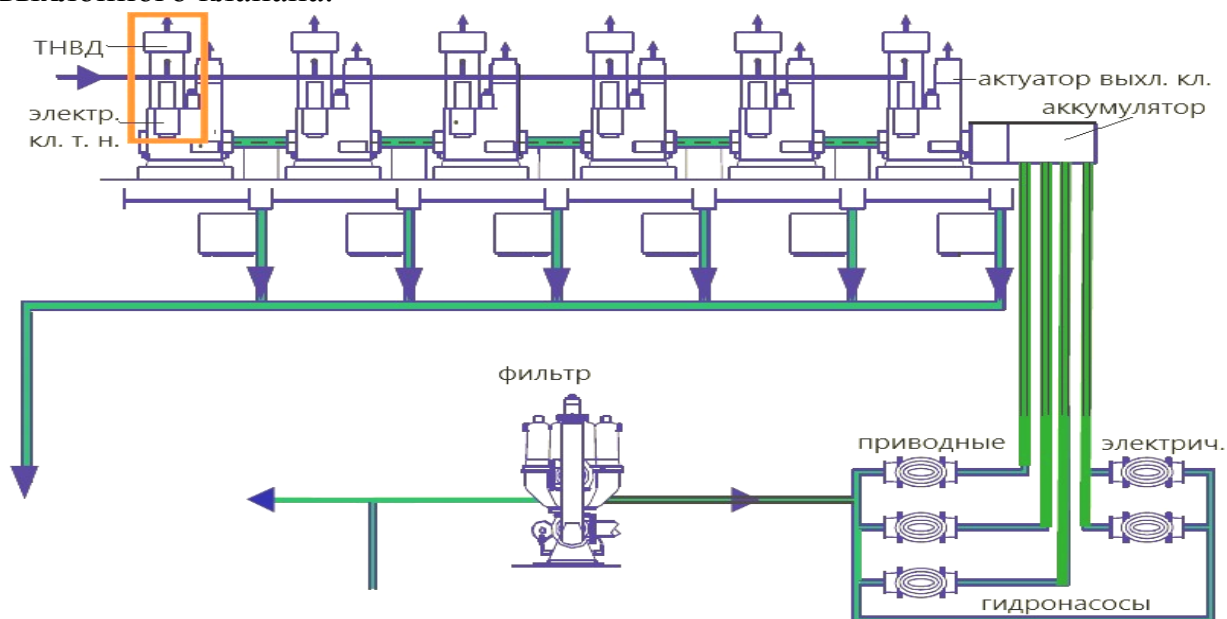


Рис.4 Современная схема гидросистемы двигателей MAN B&W ME.

Топливный насос высокого давления в сравнении с традиционными конструкциями механически значительно проще. В нем отсутствуют механический привод плунжера, (заменен на гидропривод), механизм управления фазами подачи топлива, механизм VIT. Плунжер представляет собой гладкий поршень без косых кромок, что существенно упрощает технологию его изготовления и повышает ресурс. Масло из аккумулятора через управляющий клапан, активизация которого осуществляется электронным блоком, попадает в полость над гидропоршнем. Воспринимаемое им усилие, будучи усиленным в 4.47 раза (отношение площадей $F_{гп} / F_{пл} = 4.47$), передается поршню-плунжеру топливного насоса, осуществляющему сжатие топлива до заданных процессором давлений в 50-100 Мпа и подачу его к форсункам.

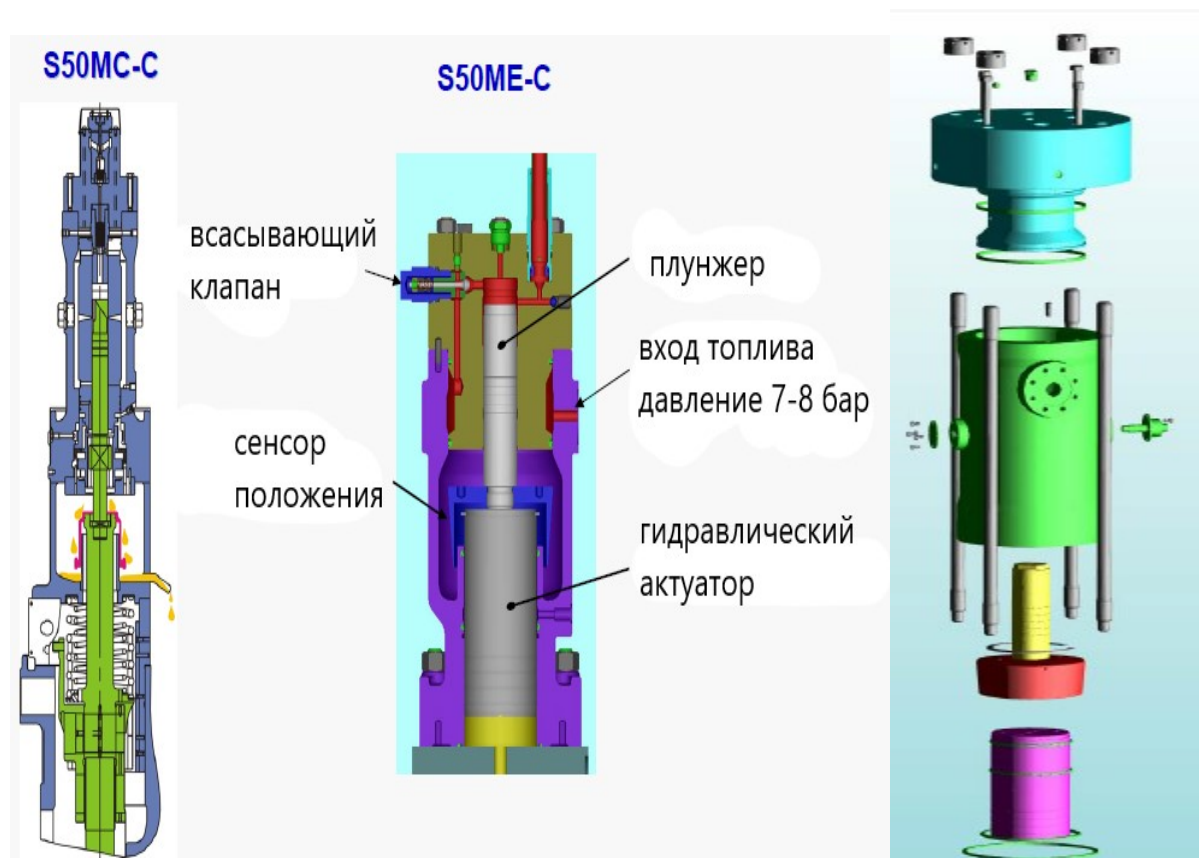


Рис. 5 Конструктивные особенности топливного насоса.

Как уже отмечалось, моменты поступления масла в цилиндр гидроусилителя, а, следовательно, фазы и количественная характеристика подачи, задаются микропроцессором, в свою очередь воздействующим на управляющий клапан. В микропроцессор заложены программы, позволяющие изменять давление масла по ходу процесса впрыска, тем самым менять характер кривой давлений впрыска и подбирать необходимый для данного режима закон подачи топлива. Возможные варианты приведены на рис. 3 иллюстрируют влияние характера впрыска на развитие давлений в рабочем цилиндре. Здесь виден впрыск с резким ростом давлений в начальной стадии и последующим спадом давления и, сопровождаемым уменьшением скорости впрыска топлива (поз.А). Такой вариант, равно как и последующий (поз.В), приведет к резкому росту тепловыделения в цилиндре в начальной стадии сгорания и большим $P_{\text{макс}}$. В итоге – будет достигнута высокая экономичность, но и большие тепловые и механические нагрузки на ЦПГ. Более мягкая организация подачи в ее начале и резкое окончание в конце (поз.С) позволяет уменьшить нагрузки, но – в ущерб экономичности двигателя. В то же время, улучшается распыливание топлива в конце подачи, а, следовательно, достигается меньшее догорание на линии расширения. Мягкое сгорание в начальной стадии и меньшие температуры рабочего цикла достигаются при двухфазном впрыске (поз.Д). К этому варианту прибегают, когда стоит задача уменьшения содержания в выхлопных газах NO_x .

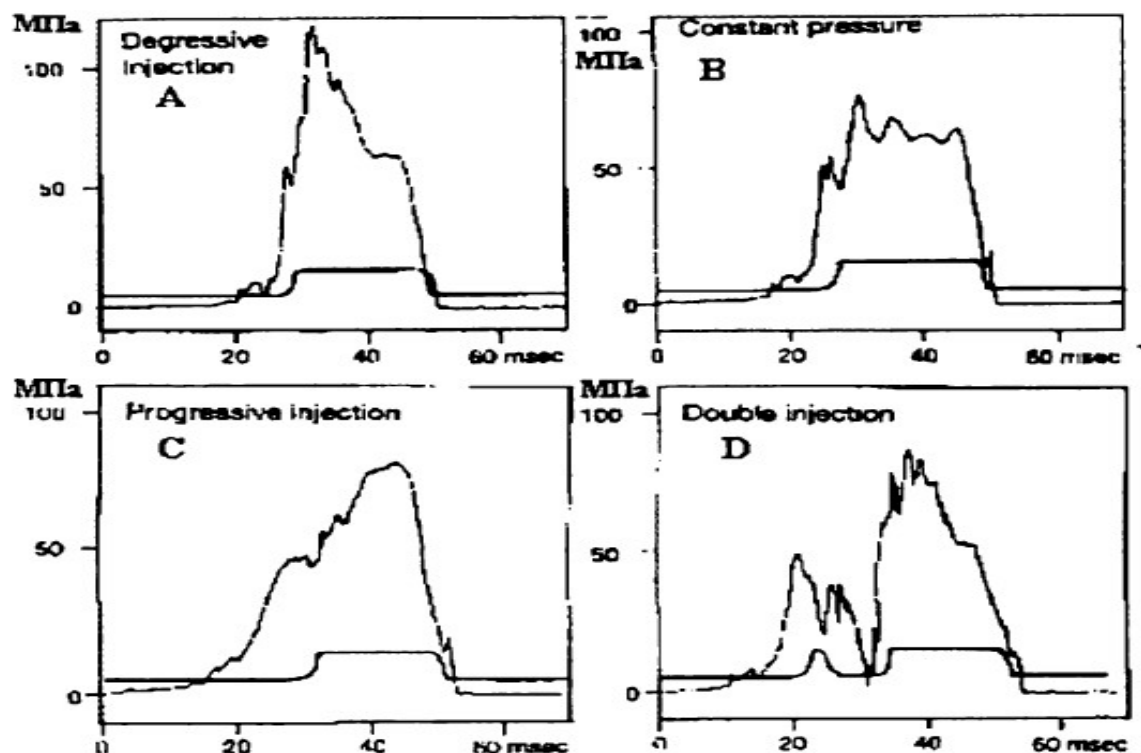


Рис. 6 Варианты организации процесса впрыска.

Принцип работы топливной системы впрыска описывается следующими действиями:

1. Поршень движется в нижнее положение.
2. Вход топлива открыт.
3. Гидравлическое масло покидает масляную камеру через золотник FIVA.
4. Аккумуляторы поддерживаются благодаря Hydraulic Power Supply. Масло под давлением возвращается обратно закрытием золотника FIVA.
5. Золотник направляется вверх, закрывая обратный поток и открывая поток масла под давлением. Масло проходит через золотник и пополняет масляную камеру.
6. Высокое давление двигает поршень вверх.
7. Вход топлива закрыт.

Давление топлива растет и преодолевает силу затяжки пружины форсунки.

Регулирование подачи топлива в электронном двигателе кардинально отличается от регулирования в двигателях с распределительным валом. Если раньше при индицировании обнаруживались отклонения от номинальных величин, требовалось применять энергоёмкие действия, в виде непосредственного контакта с топливной аппаратурой, то сейчас процесс регулирования топливоподачи сводится к элементарному пользованию ПК. Для электронных двигателей MAN B&W предусмотрено оснащение двумя дистанционными компьютерами (МОР) в ЦПУ, с помощью которых возможно изменение сигнала, подаваемого на открытие и закрытие золотника FIVA. Устав-

ки регулируются, как для режима высоких оборотов (более 50% нагрузки), так и для режима низких (менее 50% нагрузки).

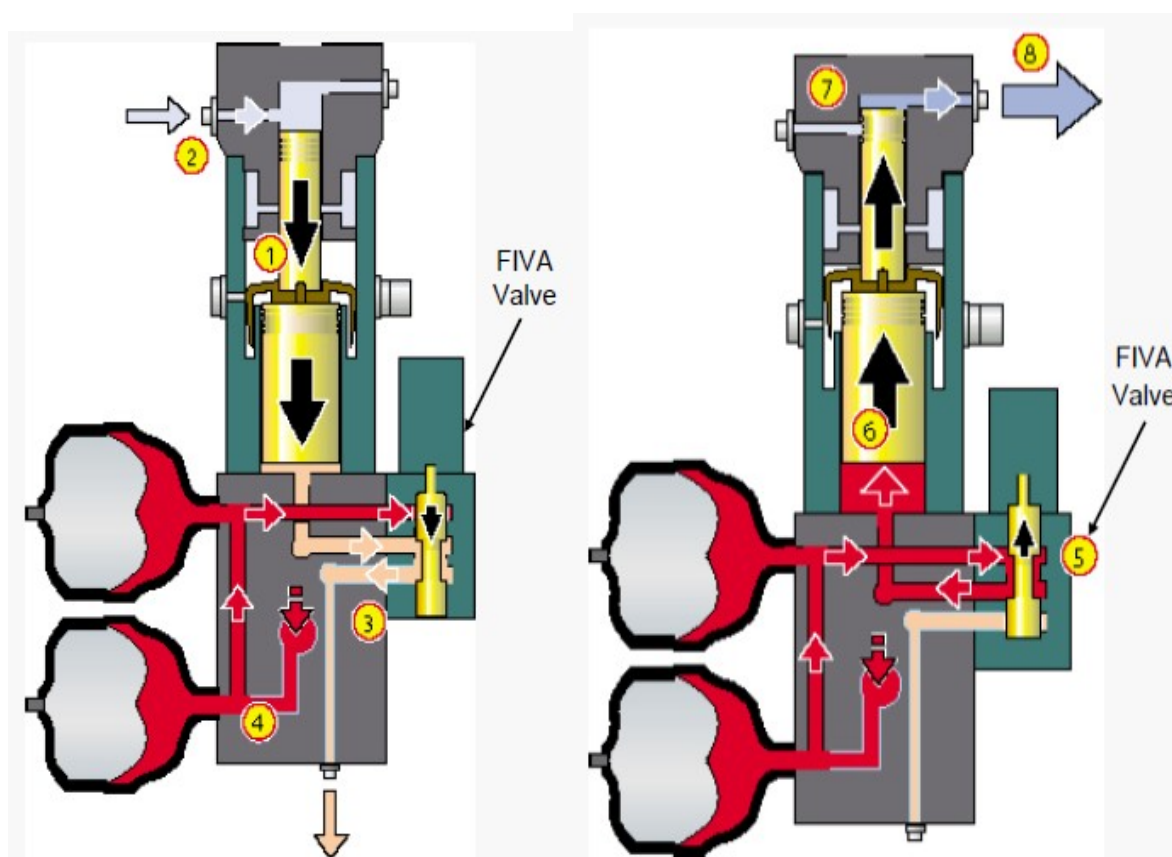


Рис. 7 Впрыск топлива. Принцип работы.

Также для модельного ряда MAN B&W предусматривается дополнительно дистанционная система индицирования рабочих процессов COCOS. Компьютер в режиме он-лайн даёт точную характеристику и параметры процесса работы двигателя. Для решения диагностических задач на мониторе компьютера по запросу оператора высвечиваются диагностические коды обнаруженных неисправностей, по которым осуществляется их идентификация. В случае отклонения какого-либо определённого параметра, система записывает это событие и выдаёт предупредительный сигнал. В более развитых версиях при отклонениях компьютер сам регулирует процесс топливоподачи индивидуально для каждого цилиндра. Эта система позволяет поддерживать экономичность и стойкость работы двигателя при переменных внешних условиях без участия персонала.

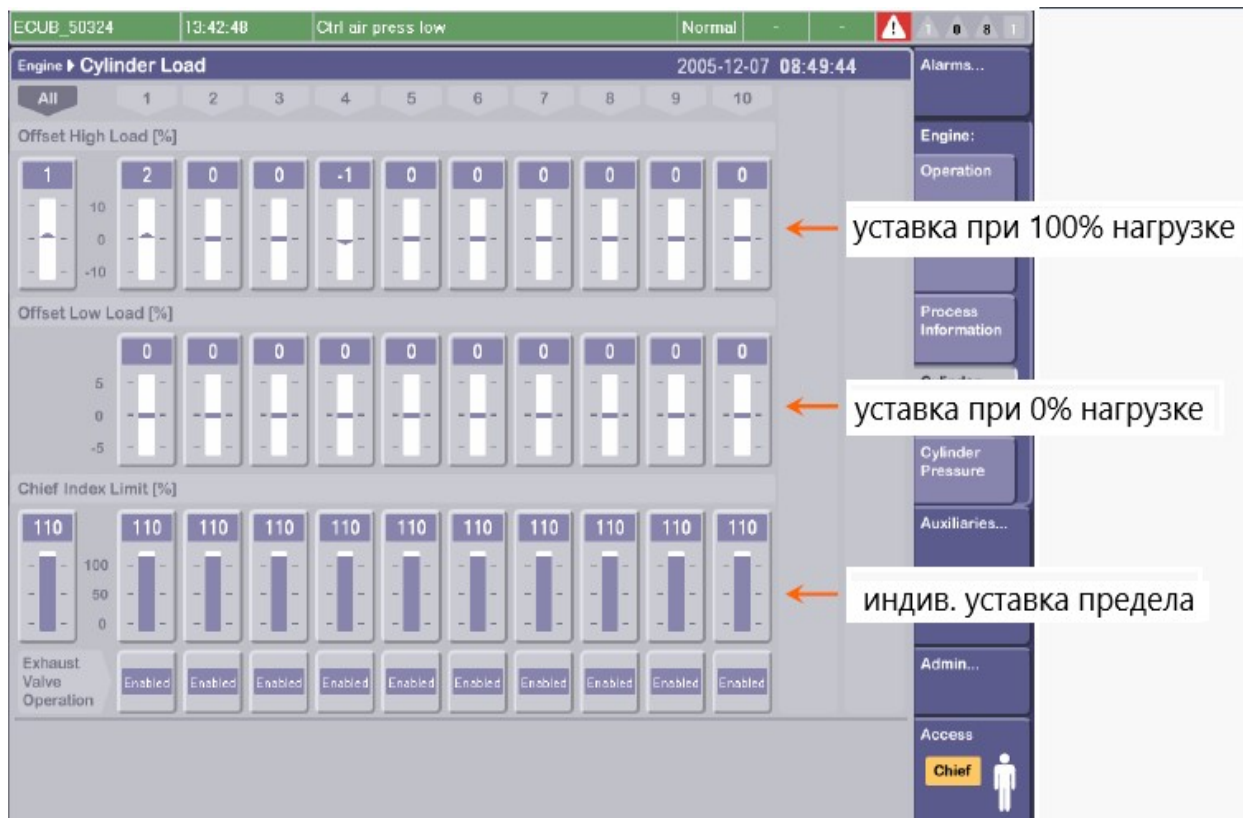


Рис. 8 Вид панели управления топливоподачей.

УДК:621.436.038.001

Сухий О.В., кер.проф. Веретенник О.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Удосконалення ефективності експлуатації паливної системи високого тиску суднових дизелів

Жорсткість законодавчих екологічних вимог, що пред'являються до дизелів, змусило компанії світового рівня інтенсивно вдосконалювати топливоподачу.

Впорскування палива в циліндри двигуна здійснюється паливною системою високого тиску, основними елементами якої є: паливний насос високого тиску і форсунка, з'єднані між собою трубопроводом високого тиску. Від роботи цієї системи в значній мірі залежать показники потужності, експлуатаційні та економічні показники дизеля.

Розвиток конструкцій форсунок і паливних насосів високого тиску обумовлено вимогами, висунутими до них у зв'язку з безперервним вдосконаленням дизелів. Підвищується тиск у паливних насосах високого тиску і в момент упорскування палива, зменшується тривалість і змінюється закон подачі палива в циліндр.

Паливна апаратура повинна надійно працювати в умовах експлуатації і забезпечувати необхідні параметри подачі палива. Забезпечення цих вимог

здійснюється не тільки технічним станом, а й конструктивними і виробничими факторами.

Акумуляторна система подачі палива (Common Rail)

У зв'язку з розвитком паливної апаратури і розробці інноваційних методів і систем подачі палива була розроблена і знайшла застосування акумуляторна система подачі палива. Її основною відмінністю від класичної (роздільної) стало появи акумулятора-ємності в яку нагнітає паливо під високим тиском єдиний ТНВД, а потім керовані гідравлікою форсунки подають паливо в циліндри.

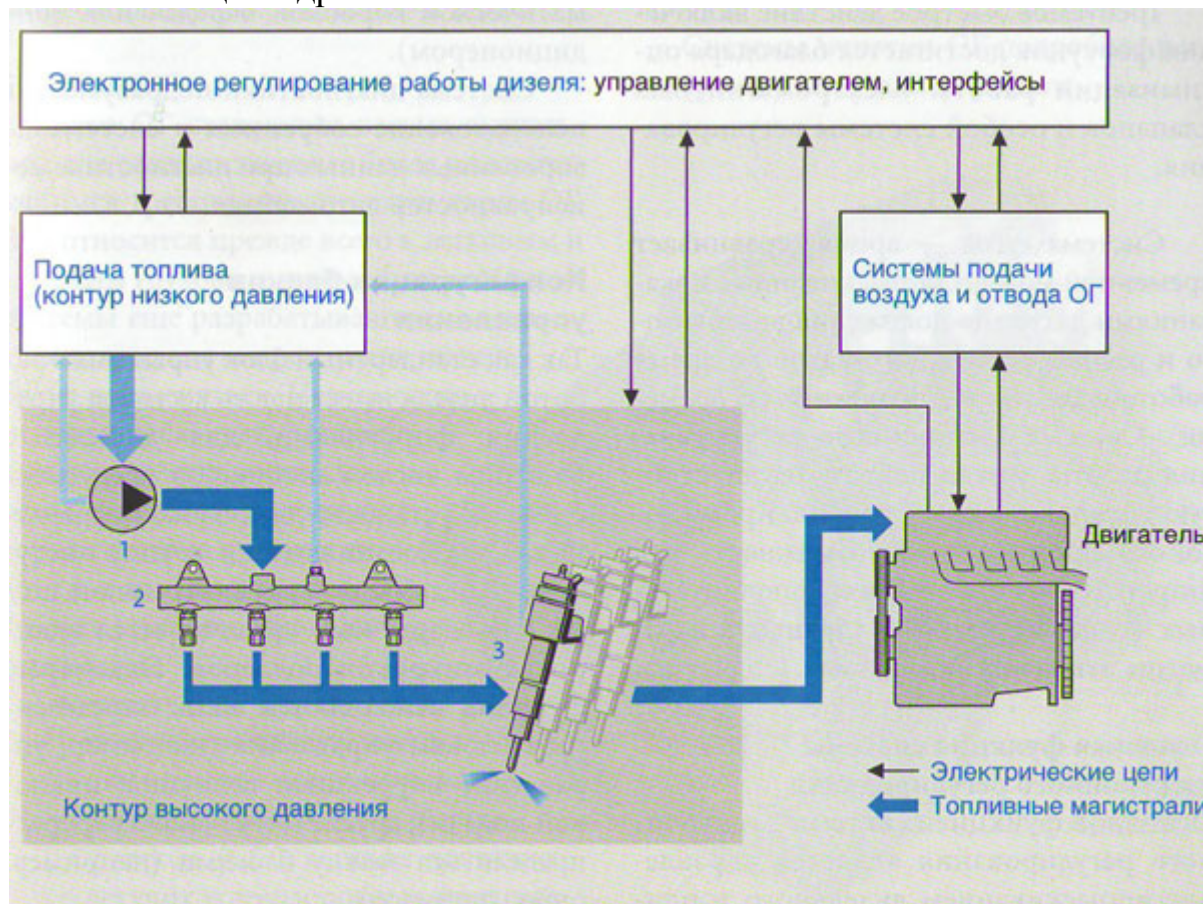


Рис.1: Принципова схема системи CR
1-ТНВД; 2- акумулятор палива; 3- гідроелектрична форсунка

Паливо постійно знаходиться під високим тиском в загальній для всіх форсунок паливної магістралі (звідси і назва принципу роботи - Common Rail). У ній блок управління дизелем підтримує, змінюючи продуктивність насоса, тиск на рівні 1350 бар (близько 1350 кгс / см², наведені дані для дизелів MAN, для двигунів інших фірм тиск може дещо відрізнятися, але воно завжди перевищує 1000 кгс / см² - ред.) при різних режимах роботи двигуна, тобто незалежно від його оборотів і навантаження при будь-якій послідовності уприскування по циліндрах.

Форсунки також зазнали істотних змін. Вони оснащені спеціальними електромагнітними або п'єзоелектричними клапанами і управляються за гнучким алгоритмом відповідно до конкретних умов роботи дизеля. Високий

тиск, під яким паливо впорскується в циліндр, створюється вже при найменшій кількості обертів коленвала. Завдяки йому, а також електронного урядування процесом уприскування досягається значно краща підготовка суміші в циліндрах, що призводить до зменшення витрати палива і зниження токсичності вихлопних газів.

В системі Common Rail електроніка регулює момент уприскування, кількість палива, що впорскується і сам закон його подачі. Саме цим і досягається оптимальний на кожному конкретному режимі роботи дизеля результат. Загальна магістраль обладнана датчиком тиску і зворотним клапаном, яка спрямовується паливо назад в систему низького тиску.

Пристрій і конструкція форсунок Common Rail

Паливо в форсунку common rail подається через вхідний штуцер високого тиску (4) і далі в канал (10) і камеру гідрокерування (8) через жиклер (7). Камера гідрокерування з'єднується з лінією повернення палива (1) через жиклер камери гідрокерування 6, який відкривається електромагнітним клапаном.

При закритому жиклері (6) сили гідравлічного тиску, прикладені до керуючого плунжеру (9), перевершують сили тиску, прикладені до запічок голки (11) форсунки. В результаті голка сідає на сідло і закриває прохід палива під високим тиском в камеру згоряння.

При подачі пускового сигналу на електромагнітний клапан жиклер (6) відкривається, тиск в камері гідрокерування падає, і в результаті сила гідравлічного тиску на керуючий плунжер також зменшується. Оскільки сила гідравлічного тиску на керуючий плунжер виявляється менше сили, що діє на запічок голки форсунки, остання відкривається, і паливо через соплові отвори впорскується в камеру згоряння. Таке непряме управління голкою форсунки, що використовує систему мультиплікатора, дозволяє забезпечити дуже швидкий підйом голки, що неможливо зробити шляхом прямого впливу електромагнітного клапана. Так звана "керуюча доза" палива, необхідна для підйому голки форсунки, є додатковою по відношенню до дійсного кількості палива, що впорскується, тому це паливо прямує назад, в лінію повернення палива через жиклер камери гідрокерування.

Крім "керуючої дози" в лінію повернення палива і далі в паливний бак також виходять витоку через напрямні голки форсунки. До колектора лінії повернення палива також приєднуються запобіжний клапан (обмежувач тиску) акумулятора і редукційний клапан ТНВД.

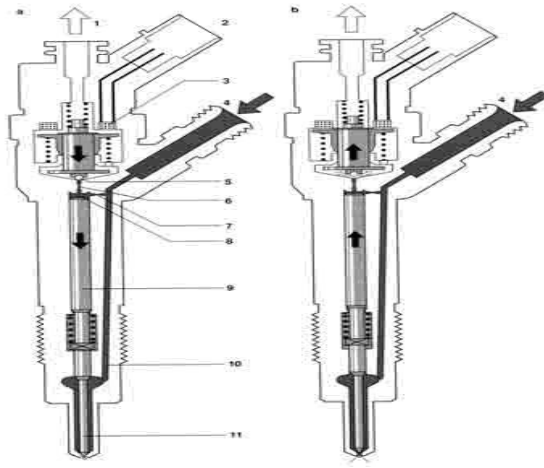


Рис. 2 Форсунка Common Rail:

а - форсунка закрита, б - форсунка відкрита (впорскування); 1 - повернення палива, 2 - електричні висновки, 3 - електромагнітний клапан, 4 - вхід палива з акумулятора, 5 - кульковий клапан, 6 - жиклер камери гідрокерування, 7 - "живить" жиклер, 8 - камера гідрокерування, 9 - керуючий плунжер, 10 - канал до розпилювача, 11 - голка форсунки.

Робота форсунки Common Rail

Робота форсунки може бути розділена на чотири робочих стадії при працюючому двигуні і створенні високого тиску ТНВД:

- Форсунка закрита з доданим високим тиском;
- Форсунка відкривається (початок уприскування); -
- Форсунка повністю відкрита; -
- Форсунка закривається (кінець уприскування).

Ці робочі стадії є результатом дії сил, прикладених до деталей форсунки. При зупиненому двигуні і відсутності тиску в акумуляторі форсунка закрита під дією пружини.

Форсунка закрита

При закритій форсунці живлення на електромагнітний клапан не подається (рис. А). При закритому жиклері камери гідрокерування пружина якоря притискає кульку до сидла, високий тиск, що подається в камеру і до розпилювача форсунки з акумулятора, збільшується. Таким чином, високий тиск, що діє на торець керуючого плунжера, разом із зусиллям пружини тримають форсунку закритою, долаючи сили тиску в камері розпилювача.

Форсунка відкривається

Перед початком процесу уприскування, ще при закритій форсунці, на електромагнітний клапан подається великий струм, що забезпечує швидкий підйом кулькового клапана (рис. В). Кульковий клапан відкриває жиклер камери гідрокерування і, оскільки тепер електромагнітна сила перевершує силу пружини якоря, клапан залишається відкритим, і практично одночасно сила струму, що подається на обмотку електромагнітного клапана, зменшується до струму, необхідного для утримування якоря. Це можливо тому, що повітряний зазор для електромагнітного потоку тепер зменшується. При відкритому жиклері паливо може впливати з камери гідрокерування в

верхню порожнину і далі по лінії повернення палива в бак. Тиск в камері гідрокерування зменшується, порушується баланс тисків, і тиск в камері розпилювача, що дорівнює тиску в акумуляторі, виявляється вище тиску в камері гідрокерування. В результаті сила тиску, що діє на торець керуючого плунжера зменшується, голка форсунки піднімається, і починається процес вприскування палива.

Швидкість підйому голки форсунки common rail визначається різницею витрат через жиклер і соплові отвори. Керуючий плунжер досягає верхнього упору, де залишається, підтримуваний "буферним" шаром палива, що утворюється в результаті зазначеної вище різниці витрат через жиклер і соплові отвори. Голка форсунки тепер повністю відкрита, і паливо впорскується в камеру згоряння під тиском, практично рівним тиску в акумуляторі. Розподіл сил в форсунки подібно розподілу в фазі відкриття.

Форсунка закривається (кінець уприскування)

Як тільки припиняється подача харчування на електромагнітний клапан, пружина якоря переміщує його вниз, і кульковий клапан закривається. Якір складається з двох частин, тому, хоча тарілка якоря переміщається вниз заплечиком, вона може надавати протидію поворотною пружиною, що зменшує напруги на якір і кулька. Закриття жиклера призводить до підвищення тиску в камері гідрокерування при вступі до неї палива через "живить" жиклер (7). Це тиск, що дорівнює тиску в акумуляторі, діє на торець керуючого плунжера, і сила тиску разом з силою пружини долають силу тиску, що діє на заплечик голки форсунки, яка закривається. Швидкість посадки голки форсунки на сідло, тобто швидкість закриття форсунки, визначається витратою через "живить" жиклер. Впорскування палива припиняється, як тільки голка форсунки сідає на сідло.

Паливний насос високого тиску - ТНВД Common rail

Дизельний паливний насос високого тиску або скорочено ТНВД необхідний для створення високого тиску дизельного палива до 1700 бар. На валу насоса високого тиску знаходиться ексцентрик. Обертання ексцентрика перетворюється за допомогою встановленої на ньому шайби в зворотнопоступальний рух плунжера трьох насосних елементів.

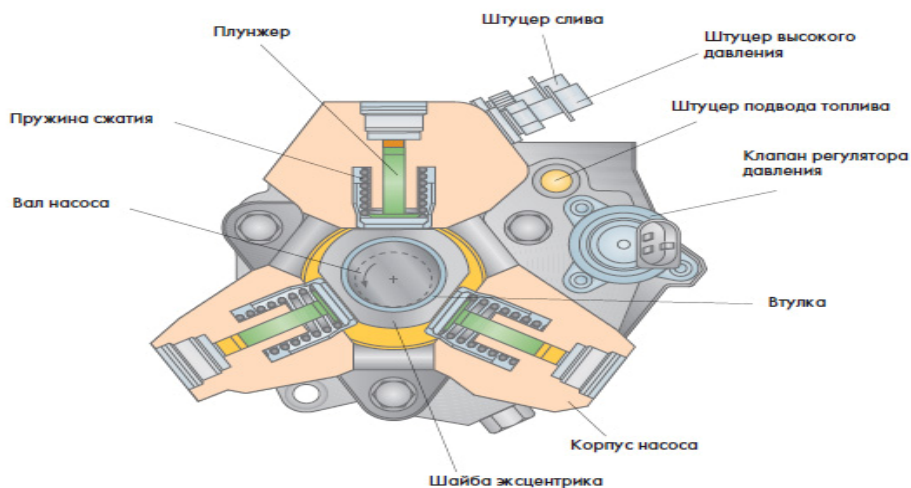


Рис. 3: Паливний насос високого тиску - ТНВД Common rail

При русі плунжера в напрямку до валу збільшується обсяг надплунжерного простору і відповідно зменшується тиск в ньому. При цьому паливо, що подається шестерінчастим насосом під тиском, надходить через впускний клапан в надплунжерний простір.

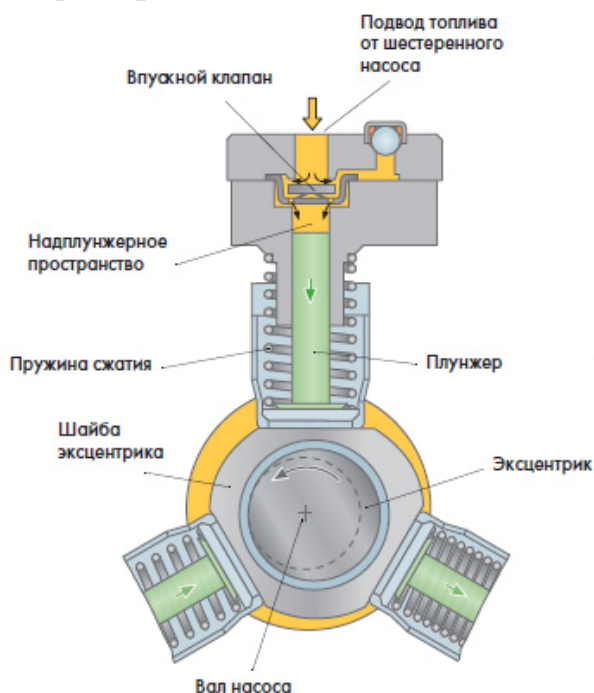


Рис. 3.1: Паливний насос високого тиску - ТНВД Common rail

З початком руху плунжера від ексцентрикового вала відбувається підвищення тиску палива в надплунжерний простір. В результаті тарілка впускного клапана притискається до його сидла, перекриваючи вихід палива з надплунжерного простору. Подальше переміщення плунжера супроводжується наростанням тиску палива. При підвищенні тиску в надплунжерний простір до його величини в акумуляторі відкривається випускний клапан, через який паливо надходить в контур високого тиску.

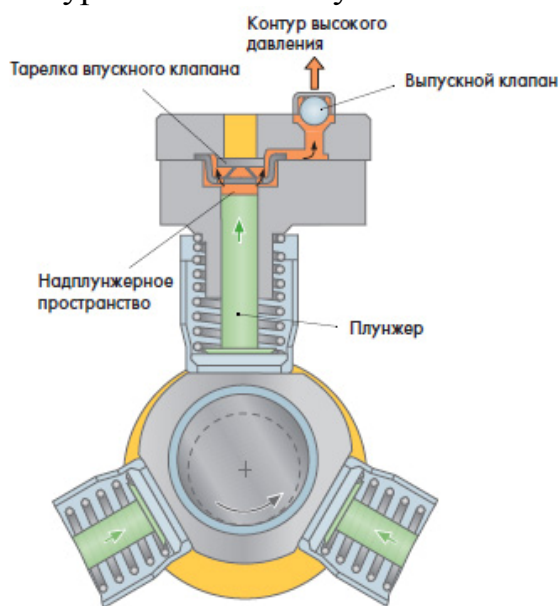


Рис. 3.2: Паливний насос високого тиску - ТНВД Common rail

Переваги Common Rail

Заміри показали, що перехід на систему Common Rail дозволив зменшити шум від працюючого дизеля на 10%. Так само була розроблена технологія попереднього уприскування палива. Він відбувається за частки секунди перед уприскуванням основної порції палива і потрібен для розігріву камери згоряння. У цьому випадку паливо швидше запалюється, а тиск і температура зростають не так швидко, що знижує «жорсткість» роботи двигуна і його шум.

Основною перевагою акумуляторної системи з ГЕФ є відсутність жорстких рамок по налаштуванню подачі палива, пов'язане з відсутністю розподільного вала. Це дозволяє змінювати конфігурацію подачі палива і дає можливість використовувати режими з попереднім уприскуванням палива в циліндр.

Кут випередження попереднього уприскування (запальної порції палива) може скласти 90° по куту повороту колінчастого валу (п.к.в.) до ВМТ. Якщо кут випередження впорскування виявляється менше 40° п.к.в. до ВМТ, то краплі палива можуть осідати на поверхні поршня і стінках циліндра, що може привести до розрідження моторного масла. При наявності попереднього впорскування в камеру згоряння впорскується невелика кількість дизельного палива (1 ... 4 мм³), що призводить в результаті до поліпшення ефективності згоряння, а також до досягнення наступних показників:

- завдяки початку реакцій горіння тиск стиснення трохи збільшується, що, в свою чергу, призводить до зменшення періоду затримки запалення після основного впорскування;
- процес згоряння протікає більш м'яко як результат зменшення максимального тиску згоряння (зменшується жорсткість процесу згоряння).

Таке протікання робочого процесу знижує шум згоряння, зменшує витрату палива і в багатьох випадках знижує емісію шкідливих речовин з ОГ. У разі однофазного уприскування, без використання попереднього уприскування, має місце плавний підйом кривої тиску уприскування безпосередньо перед ВМТ і щодо різкий підйом, максимальний пік тиску після ВМТ (рис. 4). Такий різкий підйом тиску в циліндрі сприяє появі значного шуму згоряння дизеля. Як показано на характеристиці зміни тиску в циліндрі (рис. 5), використання попереднього уприскування палива призводить до того, що тиск поблизу ВМТ досягає більш високого значення, і подальше підвищення тиску згоряння виявляється більш плавним, ніж в попередньому випадку. Оскільки при двофазному уприскуванні палива зменшується період затримки запалення, то можна сказати, що попередній впорскування вносить непряний внесок у формування кривої крутного моменту двигуна. При цьому питома ефективна витрата палива може збільшуватися або зменшуватися в залежності від величини кута випередження основного впорскування і від періоду між попереднім і основним впорскаками.

Енергія для отримання потужності двигуна походить від основного впорскування палива. Це також означає, що виключно основний впорскування

забезпечує розвиток крутного моменту двигуна. В акумуляторної паливній системі CR тиск упорскування протягом всього процесу упорскування залишається практично постійним.



Рис. 4

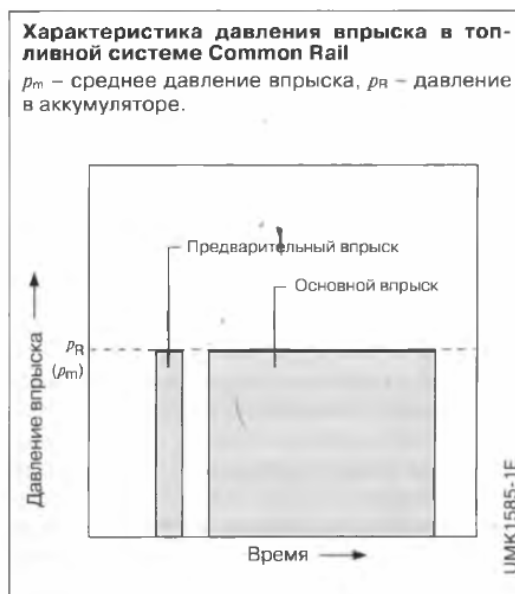
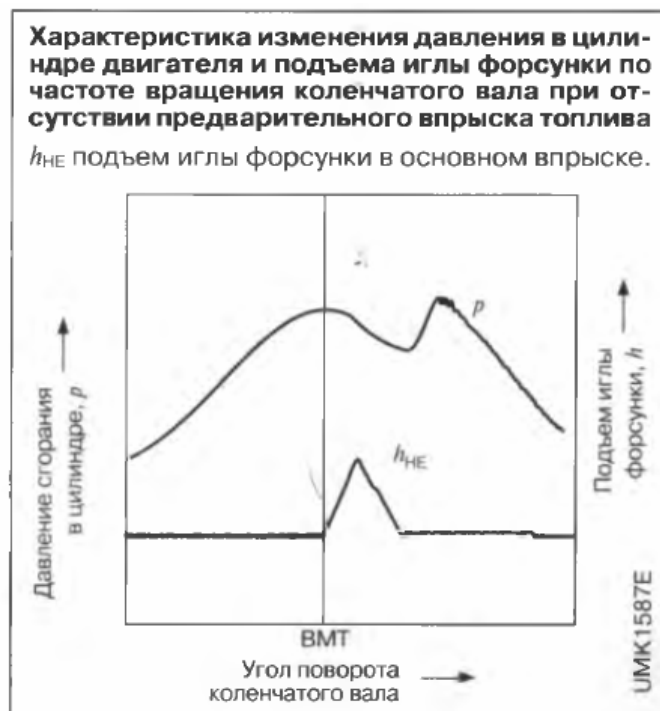


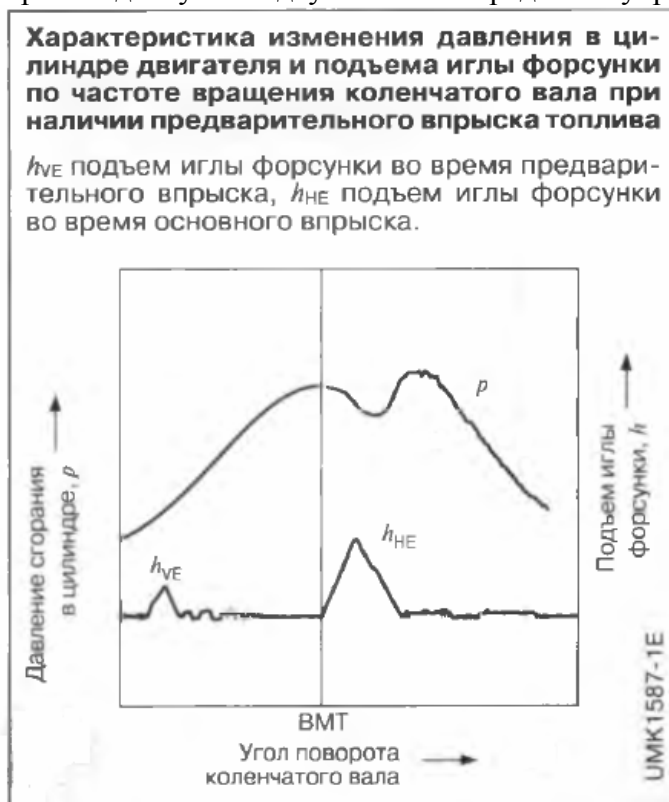
Рис. 5

Характеристики тисків упорскування в традиційній системі і системі CR

Вторинний упорскування палива може застосовуватися для зниження емісії NOx при установці на двигун деяких версій каталітичних нейтралізаторів. Цей впорскування слід за основним і відбувається під час процесу розширення з інтервалом до 200 градусів п.к.в. після ВМТ. При вторинному упорскуванні в циліндр, вже при наявності ОГ, вводиться точно дозоване кількість палива. На відміну від процесів попереднього і основного впорскування, додатково впорскується паливо на лінії розширення не запалюється, але, завдяки теплу ОГ, добре в них випаровується. Під час такту випуску утворилася суміш ОГ і палива видаляється з циліндра через випускний клапан в випускную систему, при цьому частина палива повертається в циліндр через систему рециркуляції ОГ і виробляє, таким чином, ефект, подібний попередньому упорскуванню. За умови встановлення відповідного каталітичного нейтралізатора NOx додаткова доза палива використовується в ОГ як агент, що знижує вміст NOx в ОГ. Оскільки занадто пізній вторинний впорскування може призводити до розведення масла, такий процес упорскування повинен бути схвалений виробником двигуна.



Осцилограмма при роботі двигуна з відсутністю попереднього уприскування палива



Осцилограмма при роботі двигуна з попередніми уприскуванням палива.

Сухооставский Д.А., рук. к.т.н., проф. Кирис А.В.
Национальный университет «Одесская морская академия»

Усовершенствование методов очистки нефтесодержащих вод

Вне зависимости от типа, конструкции и технического состояния судна при его эксплуатации всегда будут накапливаться судовые льяльные воды — многофазная смесь воды с продуктами нефтехимии. Проблема сепарации таких судовых льяльных вод реализуется различными методами, но при этом ни один из них не может решить самой главной проблемы — очистить воду до нормативных требований и получить при этом высококонцентрированную смесь нефтепродуктов. Эти продукты представляют большой интерес с экономической точки зрения, поскольку в дальнейшем могут использоваться в качестве источника вторичных энергетических ресурсов судна.

В условиях эксплуатации судна, можно выделить три основных направления очистки: физическое, химическое и биологическое. В большинстве случаев их используют в комбинации друг с другом.

В основе физического направления лежит использование массовых и реже поверхностных сил. К массовым силам в этом случае относят силы инерции, тяжести, всплывания и т.д.

Реализация химических процессов при сепарации судовых льяльных вод базируется на использовании различных реагентов в комбинации с электрохимическим окислением обрабатываемого потока. Биологическое направление сепарации судовых льяльных вод — использование микроорганизмов, обеспечивающих в процессе своей жизнедеятельности уничтожение компонент продуктов нефтехимии.

Рядом исследований была разработана общая структурная классификация существующих методов сепарации судовых льяльных вод. Из рис. 1 видно, что все судовые технологические схемы обработки базируются на двенадцати отличающихся между собой технологиях.



Рис. 1. Методы сепарации судовых льяльных вод

Нами было проанализировано несколько перспективных способов очистки нефтесодержащих вод.

Одним из методов очистки является предварительная фильтрация обрабатываемого потока. Она базируется на физическом методе очистки и в ее основе лежит использование напорной или безнапорной фильтрации. Основные показатели предварительной очистки сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Характеристики фильтрации судовых льяльных вод

Вид фильтра	Номинальное давление, МПа	Наполнение	Скорость и время фильтрации	Степень очистки, мг/л
Напорный вертикальный или горизонтальный	0,6	Столб высотой в 1 м из кварцевого песка, дробленного антрацита, керамзит, керамическая крошка,	5-12 м/ч, от 12 до 48 ч.	10-20
Безнапорный открытый резервуар	0,1	Столб высотой 1-1,2 м из кварцевого песка и 0,15-0,2 м из гравия или щебня	5-7 м/ч, от 12 до 72 ч.	20-30

Основа напорной и безнапорной фильтрации - неизбежный обратимый процесс, базирующийся на использовании сил Ван-дер-Ваальса, т.е. сил межмолекулярного взаимодействия между молекулами фильтрующего материала и молекулами компонент судовых льяльных вод.

Возможным способом очистки нефтесодержащих вод, является суперкавитация. При проведении исследований сепарации судовых льяльных вод на основе процесса суперкавитации было предложено использовать одновременно два направления - искусственную вентиляцию каверны и ультразвуковой генератор волн пониженного давления.

В плоскую рабочую камеру кавитатора подается обрабатываемый поток судовых льяльных вод. В рабочей камере установлены входная и выходная разделительные пластины. На входной пластине предусматривается установка канала подачи сжатого воздуха и генератора ультразвуковых колебаний. Суперкавитационная каверна начинается на входной пластине, а замыкается на выходную, за счет чего устраняется размыв ее кормовой части. Внутри каверны находится насыщенный водяной пар, который отбирается по каналам с верхней стенки рабочей камеры на свою последующую конденсацию. Циркуляционное движение потока судовых льяльных вод через кавитатор постепенно будет приводить к уменьшению содержания воды в нем и позволит получить высококонцентрированную смесь нефтепродуктов.

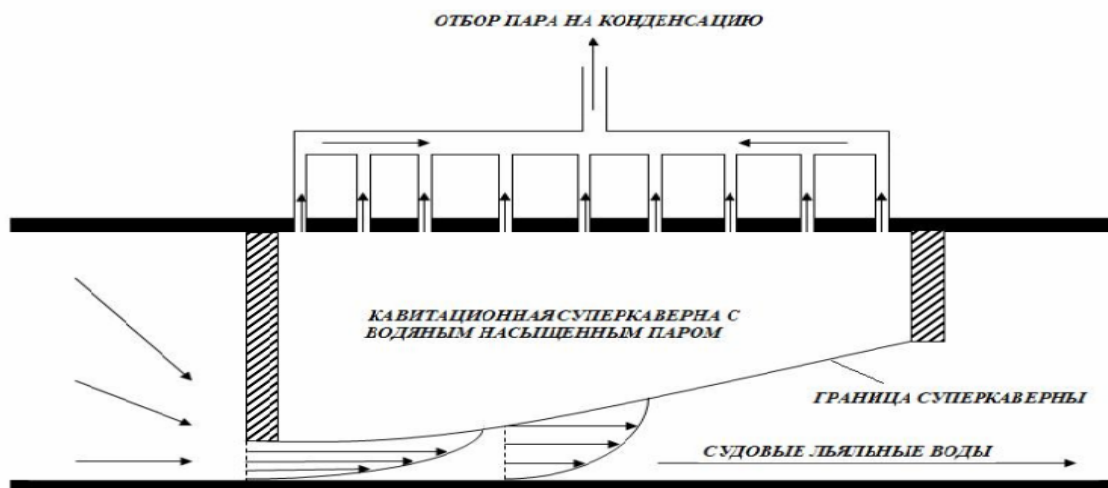


Рис. 2. Схема кавитационной очистки судовых льяльных вод

При отборе водяного пара из кавитационной каверны через трубки, расположенные на верхней поверхности рабочей камеры кавитатора возникает высокая вероятность прорыва воздуха в обратном направлении, т.е. вовнутрь кавитационной полости. Это явление может иметь место при некорректной работе автоматических клапанов, например, при их неплотной посадке и, как следствие, разгерметизации. В этом случае будет иметь место полное разрушение каверны и остановка процесса сепарации.[2]

Результаты опытов показали, что с повышением температуры уменьшается растворимость газов в судовых льяльных водах, которые, как следствие, выделяются из обрабатываемого потока на первой стадии кавитации, т.е. еще до начала наступления процесса суперкавитации..

Эффективным способом влияния на гидромеханические характеристики кавитирующего потока является изменение его структуры за счет вдувания воздуха. Таким образом, в потоке создается искусственная суперкавитация.

Принцип работы предлагаемого гидромеханического сепаратора судовых льяльных вод основан на постоянном отборе искусственно вдуваемого воздуха и водяного пара из суперкавитационной каверны.

Однако внедрение гидромеханического сепаратора судовых нефтесодержащих вод связано с трудностями при его размещении в танке сбора сточных льяльных вод и его обслуживании. Поэтому мы более подробно остановимся на методе применения растворов на основе неионогенных поверхностно-активных веществ (НПАВ).

В современных высокоэффективных реагентных технологиях обработки образующихся при эксплуатации плавсредств нефтесодержащих вод, применяются ПАВ различных классов для разрушения водонефтяных эмульсий и выделения из них нефтепродуктов .

Перспективность указанных органических соединений заключается в том, что они входят в состав моющих композиций, с помощью которых в судовой практике осуществляются процессы дегазации топливных танков,

очистки двигателей, танков и другого оборудования от нефтепродуктов и жировых отложений.

На современном флоте внедряются комплексные технологии, в которых ПАВ используется в качестве:

- моющего средства на первой стадии;
- реагента для обезвреживания образующихся в результате мойки водонефтяных эмульсий на второй стадии.

Влияние ПАВ на свойства водонефтяных эмульсий

Внесение ПАВ в водонефтяную эмульсию приводит к изменению ее свойств:

- снижению поверхностного натяжения на границе раздела фаз
- образованию стойких эмульсий, прочных пен;
- растворению органических нерастворимых в воде веществ.

Уменьшение поверхностного натяжения происходит за счет формирования на поверхности раздела фаз ориентированных адсорбционных слоев, которые влияют на растворение кислорода воздуха в процессах аэрации льяльных вод.

Высокая способность ПАВ адсорбироваться на поверхностях имеет положительное значение при очистке НВ. На адсорбции ПАВ, нефтепродуктов, взвешенных веществ хлопьями коагулянтов, основан метод их совместного извлечения из НВ. С другой стороны, адсорбция ПАВ микроорганизмами в биохимических процессах очистки льяльных вод и обработки осадков может явиться причиной нарушения биоценоза и блокирования распада целого ряда органических соединений, входящих в состав активного ила (отравление активного ила).

Интенсивность пенообразования зависит от концентрации, молекулярного веса и структуры ПАВ, состава НВ, величины кислотного показателя среды и температуры. Высокую пенообразующую способность ПАВ используют, с одной стороны, для очистки стоков от ПАВ, нефтепродуктов, извлечения ионов редких и цветных металлов. С другой стороны, высокая пенообразующая способность ПАВ причиняет большой вред аэрационным сооружениям и водоемам.

При взаимодействии нефтепродуктов и ПАВ в водной среде происходит растворение нерастворимых в воде органических соединений (солубилизация). Растворяемое вещество называется солубилизатором.

С позиции современной теории, созданной Ребиндером, Воюцким и др., солубилизация органических веществ обусловлена из растворением во внутренней части мицелл. Процесс протекает самопроизвольно с уменьшением энергии. В итоге образуется термодинамически устойчивая система вплоть до насыщения.

Различные солубилизаторы по-разному располагаются в объеме мицелл. Способы размещения можно разделить на четыре группы (рис. 3)

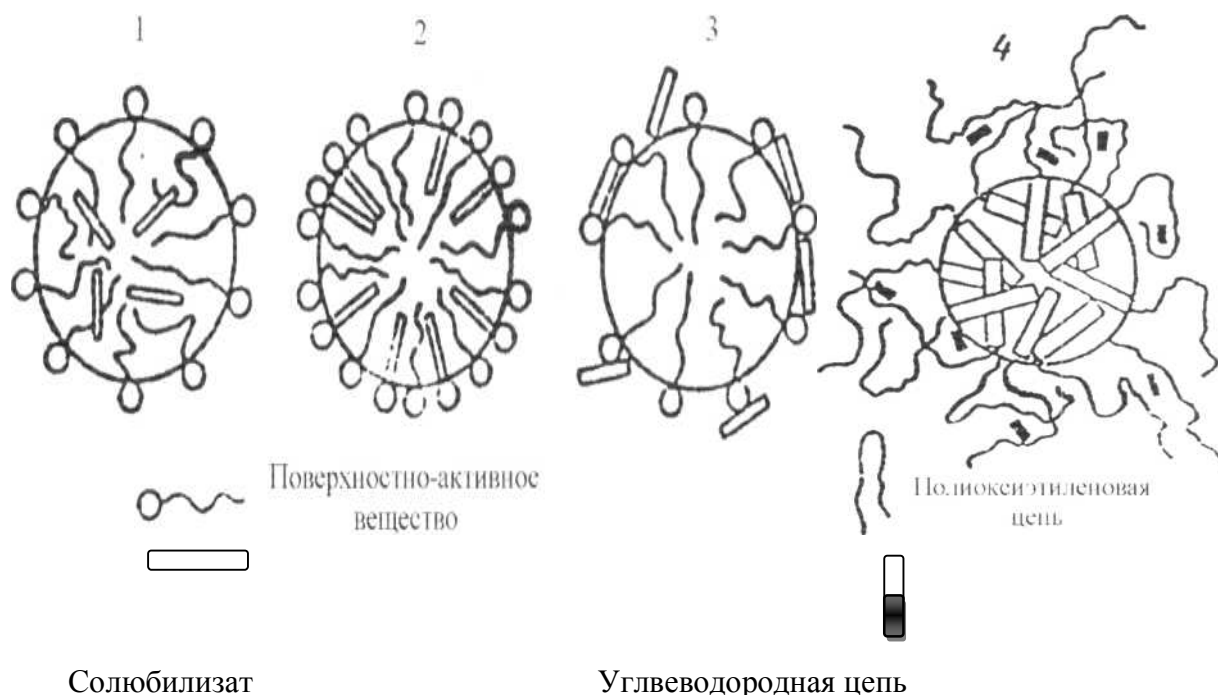


Рис. 3. Способы включения солюбилизатора в мицеллы.

Первый способ - расположение во внутренней углеводородной части мицелл (неполярные углеводороды, например, бензол растворяется во внутренней части мицелл);

второй способ - слабое проникновение солюбилизатора в наружный слой мицелл (полярные вещества фенол, октанол, длиноцепочные амины растворяются внутри мицелл таким образом, что их углеводородные цепи направлены в объем мицелл, а полярные группы — в водную среду);

третий способ - сильное проникновение солюбилизатора в наружный слой мицелл (сложные эфиры, красители адсорбируются на наружной поверхности мицелл);

четвертый способ - расположение на поверхности мицелл (солюбилизатор внедряется между длинными гидрофильными частями молекул ПАВ).

Последний способ характерен только для НПАВ.

В настоящее время некоторыми береговыми предприятиями морского транспорта приобретен моющий препарат «Аквамар 2000», поставляемый фирмой Somoso. По имеющейся сопроводительной документации он предназначается для удаления пятен нефтепродуктов с различных поверхностей, включая дорожные покрытия, мойки, дегазации топливных танков, обезжиривания деталей и механизмов перед постановкой их на ремонт. Указаны ориентировочные концентрации препарата при различных вариантах мойки, возможность его применения в оборотных системах проведения технологического процесса.

Отмечается высокая очищающая способность «Аквамар 2000» по отношению к замасленным поверхностям металлов, степень удаления загрязнений достигает значения 0,95.

«Аквамар 2000» - бесцветная жидкость, не обладающая запахом, бесконечно растворимая в воде. Основные физические характеристики препарата:

- температура кипения выше 100°C;
- температура самовозгорания выше 400°C;
- плотность 1100кг/м³.
- В его состав входят, % (по массе):
- смесь НПАВ и активаторов - 10;
- органические кислоты - 15;
- растительные экстракты - 15;
- вода - 60.

Специалисты голландского университета Твенте провели исследования токсичности стоков, образующихся в результате мойки оборудования препаратом «Аквамар 2000». Ими установлено следующее:

- моющая композиция под влиянием микрофлоры воды и растворенного кислорода обладает способностью биodeградации с образованием диоксида углерода, воды и новой биомассы;
- препарат относится к «биологически мягким», поскольку степень биологического разложения по отношению к ХПК составляет более 40%;
- высокая скорость разложения препарата под действием микроорганизмов активного ила биологических очистных сооружений делает возможным протекание биохимических реакций до конца в аэротенках;
- скорость разложения препарата активным илом составляет 19мг/г-ч, что находится на уровне характерном для легко разрушаемых веществ, таких как фенол, пирокатехин, уксусная кислота (скорость разложения которых составляет 12-22мг/г-ч);
- препарат и продукты его разложения не обладают острой и хронической токсичностями по отношению к активному илу и не оказывают отрицательного воздействия на работу очистных сооружений;
- в очищенном стоке после выхода из очистных сооружений не обнаружено следов неразложившегося препарата.

На основании изложенного сделан вывод о том, что стоки, содержащие «Аквамар 2000», не оказывают отрицательного влияния на работу очистных сооружений и водоем, куда отводятся после обезвреживания.

Разработанная комплексная технология глубокой очистки судовых НВ до остаточного содержания 0,05 мг/л, внедрена на плавсборнике ПС-369 в Одесском морском торговом порту.

ВЫВОДЫ.

1. Проблема сепарации судовых льяльных вод реализуется различными методами, но ни один из них не может решить самой главной проблемы - очистить воду до нормативных требований и получить при этом высококонцентрированную смесь нефтепродуктов.

2. Перспективным методом очистки судовых льяльных вод может являться искусственная суперкавитация, при которой из кавитационной каверны постоянно отбирается насыщенный водяной пар.

3. Расход отбираемого из кавитационной суперкаверны водяного пара не оказывает влияния на существующий в рабочей камере сепаратора режим кавитации. Протяженность каверны также не изменяется.

4. Внедрение гидромеханического сепаратора судовых нефтесодержащих вод связано с трудностями при его размещении в танке сбора сточных льяльных вод и его обслуживании.

5. Применение препарата «Аквамар 200», содержащего НПАВ, растительные экстракты, активаторы, органические кислоты и воду, приводит к усилению процессов разрушения нефтепродуктов, содержащихся в НВ судовых энергетических установок.

6. Увеличения срока эксплуатации коалесцирующего элемента сепаратора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гогиш Л.В. Отрывные и кавитационные течения: основные свойства и расчетные модели. / Л.В. Гогиш, Г.Ю. Степанов. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. - 384 с.
2. Егоров И.Т. Искусственная кавитация. / И.Т. Егоров, Ю.М. Садовников, И.И. Исаев, М.А. Басин. - Л.: Судостроение, 1971. - 280 с.
3. Кнаке О. Механизм испарения / О. Кнаке, И.Н. Странени // Успехи физических наук. - 1959. - Вып. 2., БХУШ. - С. 261–305.
4. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. / Т.Ф. Кондратьева. - Л.: Машиностроение, 1976. - 232 с.
5. Левченко Н.А. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2003 год, Одесса.

УДК 629.5.078-233.2

Худенко Г.О., кер. к.т.н. доц. Кардаш В.П.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підвищення довговічності суднових механізмів

Нормальний термін служби суден становить від 25 до 30 років. Впродовж цього періода суднові механізми (СМ) не замінюються повністю, а знаходяться під постійним технічним обслуговуванням та періодичним ремонтам. Час безвідмовної роботи, періодичність та строки ремонтних робіт визначаються зносом найбільш навантажених вузлів тертя СМ. Застосування в навантажених вузлах СМ, де є тертя-рідинної змазки веде до помітного зниження коефіцієнта тертя, як наслідок, зменшенню зносу вузла, що не тільки підвищує його механічний ККД, але і веде до підвищення терміну служби.

В сучасному суднобудівництві СМ обладнуються виконавчими механізмами, в яких використовуються підшипники ковзання та кочення в якості обладнань, що забезпечують підтримання та стабілізацію положення

осей валів СМ. Ведуче положення за своєю кількістю на судні без сумнівів займають підшипники кочення.

При конструюванні підшипників кочення прагнуть домогтися того, щоб при їх роботі реалізувалось “чисте” кочення деталей, тобто було б мінімальним ковзання кульок чи роликів відносно кілець. Ковзання збільшує опір обертанню, підвищує температуру, зменшує ресурс. Види ковзання в підшипнику кочення подані на рис.1 [1].

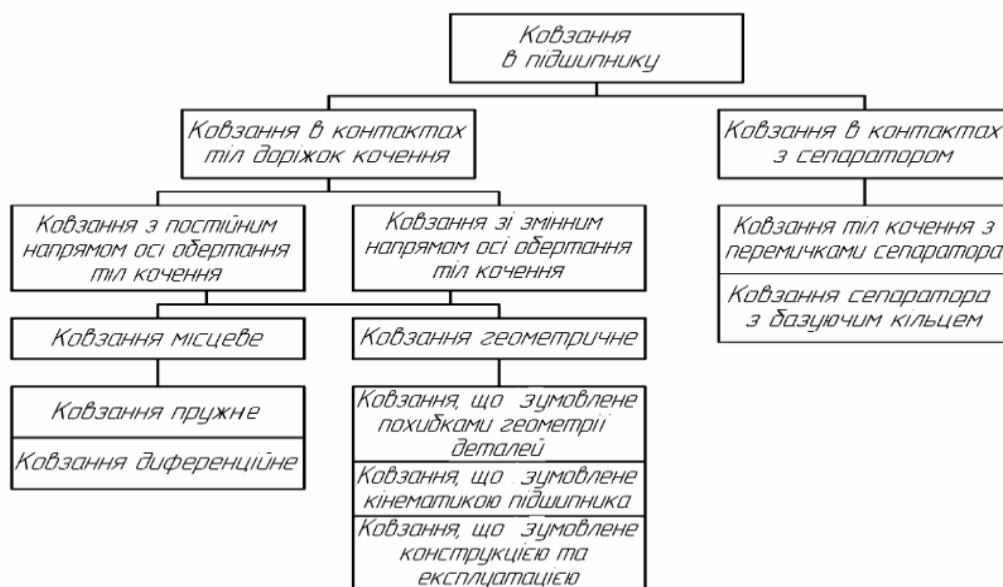


Рис.1. Види ковзання деталей у підшипниках кочення

Навантаження на тіла кочення підшипника істотно залежить від виду зовнішнього навантаження (радіального, осьового, радіального та осьового разом) та конструкції деталей підшипникового вузла. Нижче розглянемо теоретичний розподіл радіального навантаження міжтілами кочення радіального підшипника з урахуванням наступних припущень:

-деталі підшипника мають ідеальну геометрію, усі тіла кочення абсолютно однакові і симетрично розташовані щодо лінії дії радіального навантаження;

-кільця підшипника не згинаються під дією радіального навантаження, але в місцях контакту з тілами кочення кільця деформуються;

-вплив зазорів, змащення і тертя не враховується.

На основі першого допущення та з умови рівноваги впливає:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos \gamma + \dots + 2F_n \cos \gamma \quad (1)$$

де γ —кут між сусідніми тілами кочення; $\gamma = 360/z$; $\gamma_n < 90$;
 z —число тіл кочення ;

$$F_n = F_0 \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma.$$

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} \gamma_i} = \frac{KF_r}{z} \quad K = z / \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i \gamma \right)$$

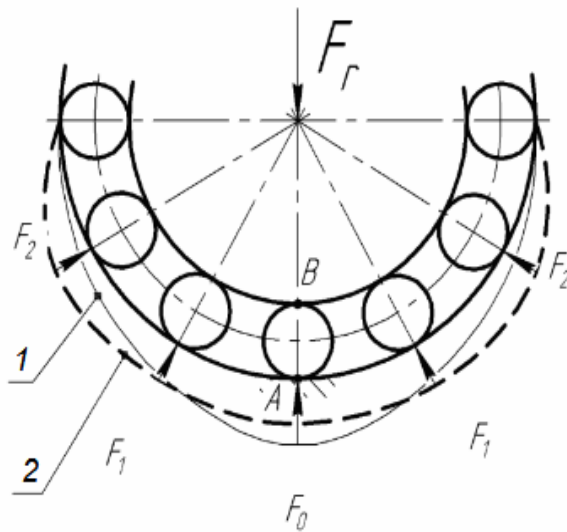


Рис.2 Розподіл радіального навантаження між тілами кочення

Для кулькових підшипників з числом тіл кочення $z=10...20$, величина

$K \approx 4,37$. З урахуванням впливу величини радіального зазору, а також помилок виготовлення деталей на розподіл радіального навантаження в підшипнику для кулькових радіальних однорядних підшипників приймають $K=5$, для однорядних роликопідшипників $K=4,6$.

Зносостійкість поверхонь тертя підшипників значною мірою залежить від мастила, вибір якого визначається частотою обертання та габаритами підшипника, значенням навантаження, робочою температурою, умовами зовнішнього середовища.

Тому при проектуванні підшипникового вузла машини, поряд з розрахунком ресурсу підшипника, треба перевіряти попередній вибір мастильного матеріалу як структурного елемента вузла. Вибір оптимального мастильного матеріалу з метою мінімізації тертя та зношування на цей час пропонується виконувати в наступній послідовності.

На першій стадії вибору визначають ймовірність реалізації гідродинамічного режиму змащування, при якому знос контактуючих поверхонь практично виключений, а тертя мінімальне. Для цього використовують параметр відносної товщини мастильної плівки λ .

Для розрахунку значення λ достатньо знати:

-характеристики процесу тертя (швидкість V , навантаження P , температура T);

-характеристики контактуючих тіл (параметри шорсткості поверхонь, приведений модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, приведений радіус кривизни поверхонь);

- характеристики мастильного матеріалу (в'язкість, п'єзокоефіцієнт в'язкості, температурний коефіцієнт в'язкості).

Частку навантаження, що сприймається мастильним шаром, обчислюють завиразом (2):

$$P_S / P_C = \frac{1}{\lambda} (h_{\min} / \bar{h})^{6,3} \quad (2)$$

де P_S —тиск, що сприймає мастильний шар; P_C —загальний тиск у контакті; $\bar{h}$ —середня товщина мастильного шару. Друга стадія вибору мастила—це оцінка характеру контакту за значенням індексу пластичності (3) :

$$\Psi = (E_{\text{пр}}/HB)(\sigma^*/r)^{1/2} \quad (3)$$

де $E_{\text{пр}}$ —приведений модуль пружності контактуючих деталей;

HB —твердість за Брінелем; σ^* —середнєквдратичне відхилення висоти виступів; r —середній радіус вершин контактуючих нерівностей. Третя стадія перевірки придатності мастильного матеріалу полягає у порівнянні температури поверхні тертя T_s з першою критичною температурою мастильного матеріалу при терті $T_{\text{кр1}}$, що характеризує руйнування мастильного шару і можливість виникнення заїдання(4):

$$T_s = T_{\text{п}} + T_B \quad (4)$$

де $T_{\text{п}}$ —середня температура поверхні тертя; T_B —температурна на плямі контакту; $T_{\text{кр1}}$ —перша критична температура .

Умова відсутності заїдання така : $T_{\text{кр1}} > T_s$.

На останній стадії перевіряють умову забезпечення використання мастильного матеріалу необхідного ресурсу. Якщо допустиме значення зносу деталі Δh , то ресурс трибоспряження визначається як (5):

$$t = \Delta h / V_k \cdot I_h \quad (5)$$

де I_h —інтенсивність зношування, яку розраховують залежно від типу машини, вузла тертя, умов зношування або знаходять за допомогою модельного експерименту.

Недостатня контактна витривалість поверхонь тертя підшипників, неминучість ковзання деталей та вкрай недосконалі методи розрахунків підшипників спонукають до пошуків ефективних шляхів підвищення їх працездатності. Ресурс підшипників кочення визначається великим числом факторів, які об'єднують в окремі групи:

-конструктивні фактори, до яких відносять: вибір матеріалів деталей, елементів їх конструкцій, розмірів та зазорів, мастильних матеріалів; вибір конструкції підшипникових вузлів, допусків та відхилення поверхонь та

розмірів, посадок деталей, системи змащування, захисту від впливу зовнішнього середовища;

-технологічні фактори включають: вибір раціональних методів отримання заготовок, режимів зміцнення поверхонь тертя, утворення захисних плівок, нанесення антифрикційних покриттів; автоматизацію процесу виготовлення та контролю якості;

-експлуатаційні фактори визначають технічне обслуговування, діагностику та ремонт.

Ресурс підшипників кочення в процесі їх конструювання підвищують перш за все вибором якісної сталі для тіл кочення та кілець з мінімальним вмістом шкідливих домішок та мікродефектів. Так, дослідження впливу вакуумування підшипникової сталі на її експлуатаційні характеристики показало, що завдяки зниженню вмісту кисню в 1,5...2 рази та азоту на 20...30% збільшується ресурс дослідних підшипників при стендових випробуваннях у 1,5 рази [4].

Перспективним напрямком у розвитку підшипників є створення підшипників на основі нітриду кремнію Si_3N_4 (керамічні підшипники). Їх головними перевагами, порівняно зі стальними виробами є :

- Хімічна інертність;
- Немагнітність (боротьба з блукаючими токами, токами Фуко);
- Висока твердість;
- Менший коефіцієнт тертя;
- Менша щільність;
- Менше теплове розширення;
- Діелектричні властивості;
- Зносостійкість.

Також керамічні підшипники витримують контактну напругу від 1,5 до 5,5 ГПа.

З недоліків керамічним підшипникам притаманна підвищена хрупкість. Конструкції керамічних підшипників дедалі більше розвиваються та набувають більшого використання у багатьох сферах.

Виробники судових обладнань працюють в двох напрямках. Перший-це інженерія поверхонь, другий-зміна реологічних властивостей мастильних матеріалів.

Механізм протизносної та протизадиракової дії присадок визначається утворенням на поверхні тертя “напівпластичної” плівки з необхідною твердістю. Така плівка порівняно з тією, що утворена завдяки присадкам до мастильних матеріалів що знижують коефіцієнт тертя, не руйнується мікроступами шорсткостей контртіла, запобігає пошкодженню спряжених поверхонь тертя.

Говорячи про знос поверхонь тертя, необхідним є розглянути діаграму Герсі-Штрібека (рис 3.) :

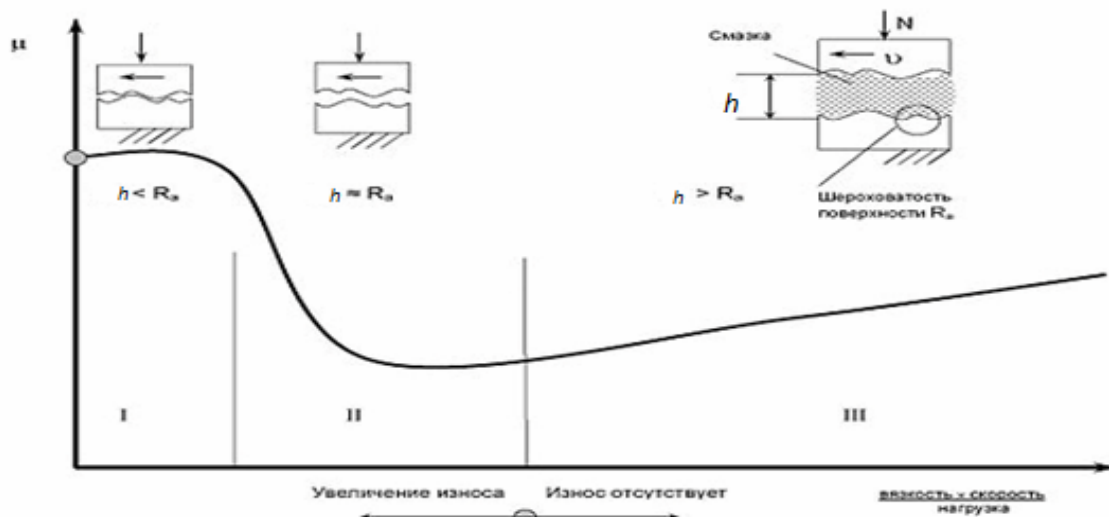


Рис.3 Діаграма Герсі-Штрібека

З діаграми чітко видно, що існує 3 режими мащення: 3-й – нормальний, коли товщина мастильного слою h значно більша за шорсткі виступи R_a (повна відсутність зносу деталей), 2-й – режим граничного або змішаного мащення, коли товщина h приблизно дорівнює або трохи більша за величину шорховатості, та перший режим – «сухого тертя», коли плівка через перенавантаження витискується та починається сухе тертя.

Якщо 3-й режим є робочим, а 2-й є критичним режимом (дозволяється в якості виключних ситуацій), то 1-й режим є неприпустимим, адже веде до швидкого зносу деталей, що контактують.

Оскільки не завжди вдається підвищити в'язкість мастильного матеріалу або прискорення, або знизити навантаження (вісь абсцис з діаграми), заради зменшення зносу, то найкращим рішенням буде саме нанесення тонкої хемосорбованої плівки речовини, що призводить до модифікації поверхонь контакту.

Таким чином, нанесення шару цієї плівки, підвищуючи величину мастильного шару, значно зменшує інтенсивність зношування (6):

$$I_h = \Delta h / L \quad (6)$$

де I_h – інтенсивність зносу, Δh – величина лінійного зносу, L – довжина пройденого шляху.

Суттєво зменшити (до 70%) момент тертя підшипників кочення дозволяє технологія нанесення тонких плівок, створених на основі хемосорбції на робочі поверхні деталей. Також в мастильний матеріал додають протизносні та протизадиракові присадки для підвищення довговічності пар тертя.

Ці процедури не лише виключають режим «сухого тертя», але й знижують коефіцієнт тертя майже в 10 разів (підвищення ККД механізму), захищають поверхні від вологи (корозія), та зменшують навантаження в момент пуску механізму в 10000 разів порівняно з необробленими деталями.

Нанесення поверхнево активних речовин ПАР (плівок) створюють структури Ленгмюра (частокол) у вигляді спіралей,спрямованих по нормалі,що дозволяє не тільки надійно утримувати мастильний матеріал,але й слугує свого роду буфером між контактуючими поверхнями. Забезпечується збільшення антиадгезійних властивостей контактуючих тіл. Нормальна орієнтація молекул дозволяє витримувати більші контактні навантаження,порівняно з планарною структурою.

На рис.4 подано схематичне зображення контакту поверхней ,що вкриті плівками.

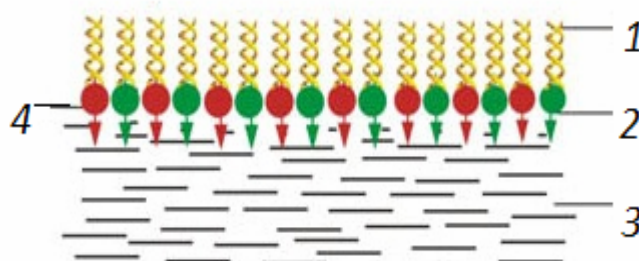


Рис.4 Модифікація металевої поверхні (структура)

де 1- Неполлярна частина(молекули фтора) ;

2-Полярна частина(шар адсорбції ПАР);

3- Поверхня металевого тіла;

4-Хемосорбція;

Плівка матиме товщину від 10 до 40 нм після хемосорбції та дозволить :

суттєво понизити поверхневу енергію матеріалу;

не дати мастильному матеріалу вільно розтіктися,тобто виключить можливість сухого тертя;

поверхня буде захищена від вологи.

Також плівка витримує температури від -200 до +450 гр.за Цельсієм .

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гайдамака А.В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення // Харків НТУ «ХПІ»2009. С.40-41 ; С.248.
- 2.Ханмамедов С.А.,Заблоцкий Ю.В., Поповский Ю.М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью»// Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин:КГУ,1989.С. 49-57.
- 3.Ханмамедов С.А. ,Алтоиз Б.А.,Пыжов Е.В.,Народицкая Т.В. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые машины и механизмы : научн.-техн.сб.Одесса:ОНМА,2003 №8 С.45-49.
- 4.Сидоров Е.А. //По материалам с сайта www.cnczone.ru .

5.Молчанов С.П.,Худенко Г.А.,рук. доц. Кардаш В.П. Повышение долговечности исполнительных механизмов судовых устройств //НУ «ОМА» Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених, С. 159-164.

УДК 621.12

Томашевский А. Н., рук. доц. Гарагуля Б. А.
Национальный университет «Одесская морская академия»

Анализ рисков в управлении техническим обслуживанием судна

В настоящее время отсутствуют нормативные требования относительно профилактических свойств системы технического обслуживания (ТО) судна. Рассмотрим, как могут быть определены приемлемые величины вероятности предупреждения отказов ($P_{пр}$), поскольку обеспечить 100%-е их отсутствие невозможно.

Известно, что риск измеряется как произведение последствия C на вероятность наступления отказа Q . По смыслу, если определить последствия трудоемкости устранения отказа или необходимые денежные затраты на эту операцию, то риск обуславливает возможные затраты на интервале времени, на котором определена вероятность наступления отказа Q .

Поскольку при управлении ТО в условиях дефицита средств вопрос формулируется так: «За счет расходов на поддержание какой функции (подфункции) будет поддерживаться данная функция?», следовательно, необходима информация о рисках, связанных с нарушением соответствующих функций. Таким образом, уже оказывается недостаточным предлагаемое ABS [1] ранжирование рисков на высокий, средний и низкий. Ввиду того, что передача части средств по поддержанию соответствующей функции другой может быть осуществлена лишь путем переноса соответствующих расходов на более позднее время, для каждой задачи ТО должна существовать информация о риске, связанном с переносом работы на какое-либо время.

Общепринятой практикой является допустимым отклонение сроков выполнения ТО от установленных в пределах 10 %. Как правило, этот «люфт» создает возможность маневрирования средствами в сложной ситуации и не рассматривается страховыми компаниями как нарушение инструкций.

Принципиально решение задачи управления ТО при дефиците имеющихся ресурсов может осуществляться в двух следующих направлениях:

- формирование такого списка работ, для которого величина суммарного риска будет максимальной, а затраты будут равны имеющимся в наличии ресурсам (деньги, располагаемый бюджет рабочего времени);
- выбор замены для откладываемой работы по ТО, при котором будет обеспечено минимальное приращение риска.

Решение задачи осуществляется по алгоритму, представленному на рис. 2. Варианты списка могут быть сформированы исходя из предпочтений механика (суперинтенданта) и из вариантов выбран тот, при котором обеспечи-

вается выполнение профилактических работ, характеризующихся максимальным риском, или применен более продуктивный подход в соответствии с принципом Парето. Для этого используется последовательный отбор работ по максимальной величине удельного риска, определенной по величинам плановых $S_{пл}$ и неплановых $S_{нпл}$ затрат на ТО или через вероятность отказа Q и коэффициент последствий отказов K :

$$r_i = \frac{S_{нпл i}}{S_{пл i}} = Q_i \cdot K.$$

Формирование списка заканчивается достижением суммы объема плановых работ, равной имеющимся ресурсам.

В том случае, если задача управления формулируется как адекватная замена какой-либо работе, то необходимо получение исходной информации об откладываемой работе:

по известной скорости изменения технического состояния с коэффициентом вариации V_v и заданным предельно-допустимым величинам определяется текущая величина вероятности предупреждения отказов $P_{пр}$ и продолжительность цикла эксплуатации $T_{цикла}$ по [2];

указывается срок, на который работа откладывается Δt ;

определяется величина последствий отказа C .

Работа с периодичностью $\Delta T_{рег}$ характеризуется риском:

$$Risk = (1 - P_{пр}) \cdot \frac{C}{T_{цикла}}.$$

Риск в результате откладывания работ на новое время ее исполнения:

$$\Delta T_{рег}^* = \Delta T_{рег} + \Delta t$$

будет:

$$Risk^* = (1 - P_{пр}^*) \cdot \frac{C}{T_{цикла}^*}.$$

Для сохранения величины суммарного риска на текущий планируемый срок на приемлемом уровне замещающая работа должна характеризоваться риском не менее чем откладываемая:

$$Risk_{замещ} \geq Risk^*.$$

Аналогичный подход должен осуществляться как для суммы откладываемых, так и для суммы замещающих работ. В этом случае риски представляют собой сумму рисков.

Применение приведенных принципов в управлении ТО судна обеспечит сокращение рисков технической эксплуатации, так как план работ по ТО учитывает не только требования инструкций, но и содержит работы, имеющие максимальные риски.

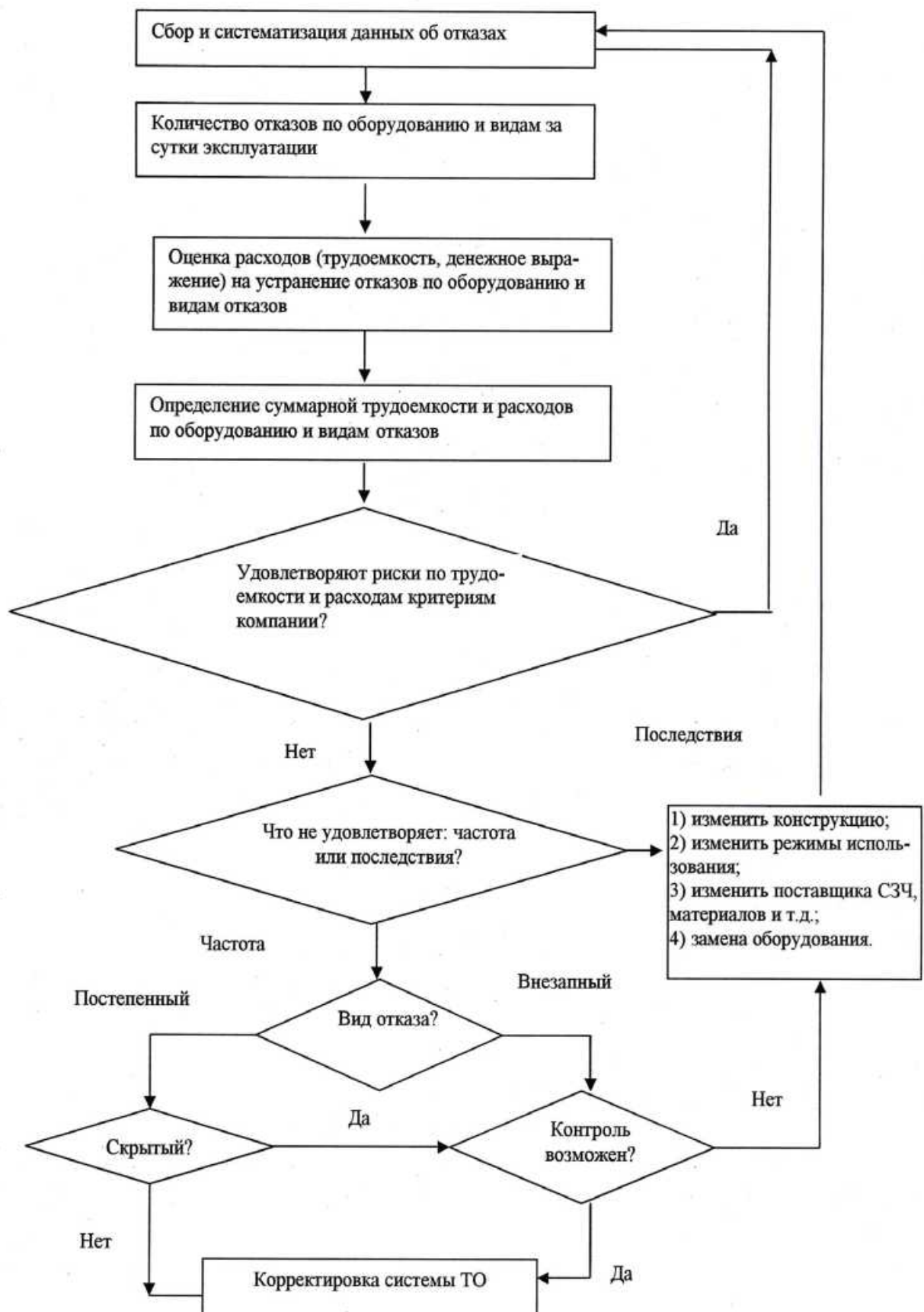


Рис. 1. Алгоритм определения необходимости корректировки системы ТО на основе управления рисками

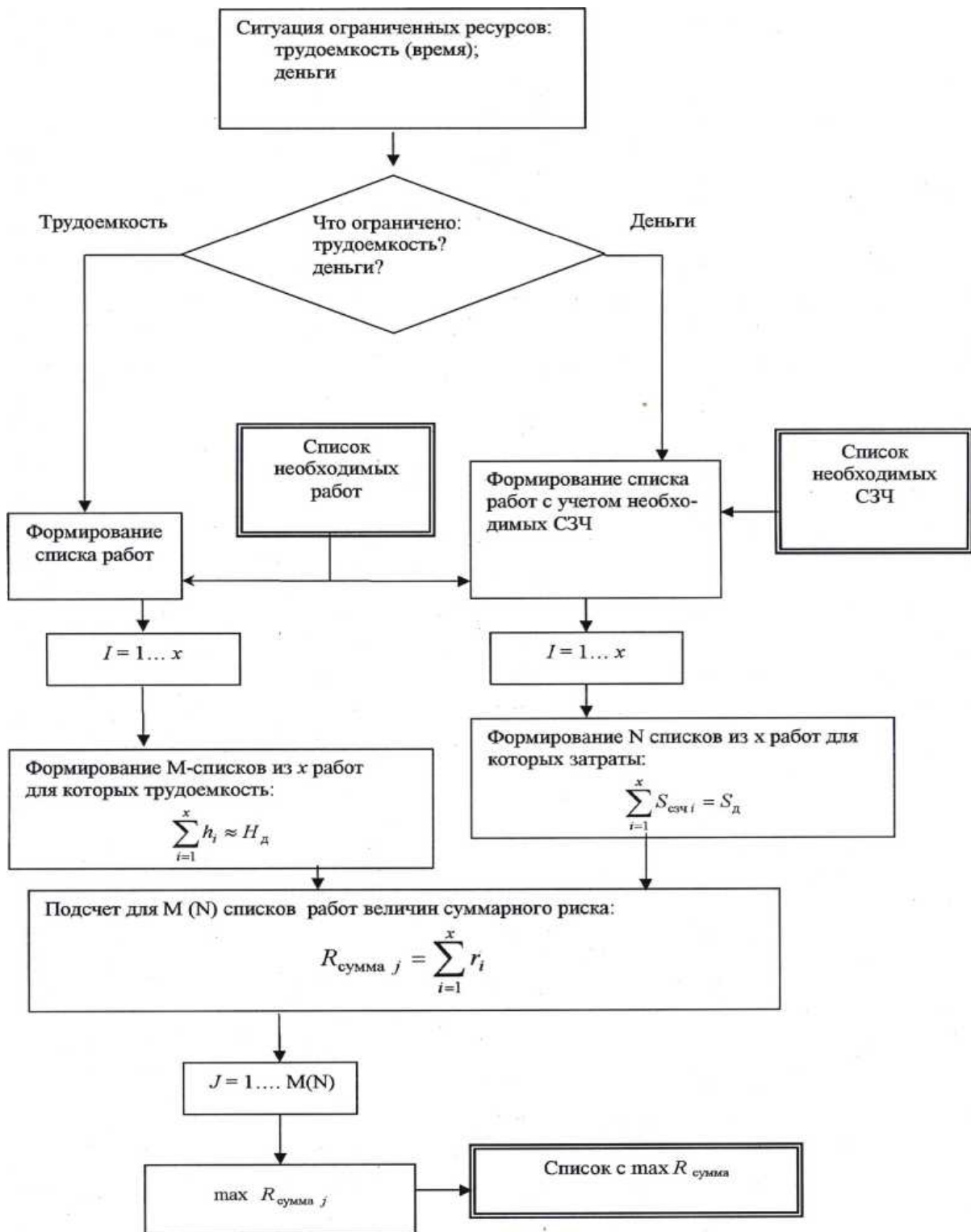


Рис. 2. Формирование списка работ (СЗЧ), для которого обеспечивается максимальная величина суммарного риска

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Guidance Notes on Reliability-Centered Maintenance.
ABS, Houston, 2004.
2. Никитин А.М. Управление технической эксплуатации морских судов: Учебник. - СПб.:Изд-во СПбГТУ, 2006.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ І РЕМОНТ СЕУ

УДК 621.039

Поляков В. М., кер.проф. Онищенко О.А.

Национальный университет "Одесская морская академия"

Підвищення ефективності очищення суднового палива

Суднові енергетичні установки (СЕУ) представляють собою складні комплекси, насичені тепловими двигунами і різноманітним обладнанням. Вони забезпечують не тільки вироблення і передачу енергію споживачу, а й виконують численні операції з попередньої підготовки палива, мастила, води і повітря, які використовуються у якості робочих середовищ. Покращення фізико-хімічних характеристик і якості у цілому суднового палива являється дуже актуальним - від якості палива залежить багато показників довговічності паливної апаратури, ефективність, екологічність і інше. Це пояснюється наступним.

Сумарна потужність головних і допоміжних двигунів сучасних СЕУ досягає сотні тисяч кіловат, що при середній питомій ефективній витраті палива $0,175 \dots 0,180 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{г)}$ визначає добову витрату палива тепловими двигунами у межах 400 тонн. Вся ця кількість палива, перед безпосереднім спалюванням у камерах згоряння, піддається попередній обробці - з безперервним контролем його основних експлуатаційних характеристик.

Експлуатаційні властивості палив оцінюються показниками, що характеризують процеси подачі, сумішоутворення, згоряння, а також здатність викликати сажеутворення і зношування у деталях двигунів. Основні показники регламентуються стандартами на паливо і визначають широкий спектр характеристик. Залежно від характеру розгляду питань паливопідготовки і паливоспоживання, різні джерела, у якості першорядних, визначають різні показники. Але при цьому завжди визначається фракційний склад палива, температура спалаху, в'язкість палива, вміст сірки і теплота згоряння.

У даний час найпоширенішими методами підготовки палива на судах є його фільтрація, а також гравітаційне і відцентрове очищення. З точки зору витрат енергії на здійснення цих способів підготовки палива, найменшим за енергоємністю є гравітаційне очищення, при якому з палива відбираються вода і механічні домішки. Витрати енергії при фільтрації палива пов'язані з додатковими втратами потужності на подолання опору в мембранних або пластинчастих елементах у паливопідкачуючих насосах. Найбільш енергоємним методом паливопідготовки є його відцентрове очищення у сепараторах, де необхідна витрата енергії не тільки на забезпечення обертання очисних елементів сепаратора, а й на підігрів палива. Практика показує, що, застосування існуючих відцентрових сепараторів у системах очищення призводить до значних втрат палива. Через близькість щільності палив і води, у шлам переходить разом з водою частина горючих складових

палива (до 2...4 %). Це призводить до зниження теплотворної здатності палива і збільшення його питомої витрати. Крім того, якщо налаштовувати сепаратор на максимальне видалення води, то він не відбирає з палива значну частину частинок, розміри яких порівнянні з зазорами в прецизійних деталях паливної апаратури. Це викликає підвищений знос, як плунжерів паливних насосів, так і розпилювачів форсунок. Для усунення цього потрібна установка двох послідовно працюючих сепараторів, один з яких налаштований на максимальний відбір води, інший - на відбір механічних домішок. Природно, при цьому в два рази збільшуються витрати енергії на очищення палива.

Відомо, також, і ультразвуковий спосіб очищення палива. Спосіб ґрунтується на покращенні якостей попередньої підготовки палива за рахунок складного впливу ультразвукових коливань і результуючого зниження енергетичних витрат у системі. Недоліком цієї системи являється спеціальна конструкція, необхідність виготовлення особого корпусу, трубок і їх кріплення. Цей пристрій досить складний у виготовленні.

Переглянувши різні технічні варіанти очищення палива, можна прийти до висновку, що гомогенізація значно покращує якість палива у цілому. Гомогенізатор забезпечує кавітаційну обробку (гомогенізацію) палива у судових умовах. За рахунок підведення до важкого палива значної енергії (близько 4000 кДж/моль), гомогенізатори забезпечують тонке диспергування у ньому води і механічних домішок. Таким чином, гомогенізація, у порівнянні з сепарацією, ліквідує втрати палива при очищенні і забезпечує екологічно чисту (безвідхідну) обробку палива. Найбільшого поширення набули гомогенізатори палива гідродинамічного типу, принцип роботи яких заснований на утворенні у паливі (у результаті коливань тиску) кавітаційних зон. При цьому виникають локальні гідравлічні руйнівні удари, що знаходяться всередині кавітаційних зон частинок. Після обробки у гомогенізаторі, паливо набуває більш однорідної структури, зберігаючи при цьому свою первісну теплотворну здатність. Саме це дозволяє економити до 3 % палива.

Рекомендовано наступний спосіб попередньої обробки палива. Високов'язке паливо з танка подається насосом у підігрівач. У потік підігрітого палива, за допомогою дозатора, з ємностей вводиться композиція присадок. Паливо з присадками піддається гомогенізації і направляється у танк запасу. Шляхом такої обробки та циркуляції здійснюються розігрів і хіміко-динамічна обробка палива. Це забезпечує поліпшення структурного стану і запобігає утворенню опадів в танках запасу. Застосування означеної обробки високов'язкого палива дозволяє: підтримувати танки запасу у чистому стані без відкладань; скоротити час розігріву палива у 3-4 рази; увести і рівномірно розподілити у паливному середовищі композиції присадок, необхідних для ефективною подальшої обробки палива і його якісного (повного) згоряння при мінімальному утворенні екологічно небезпечних речовин. За такою ж схемою може (при необхідності)

оброблятися і малов'язке паливо. У схемі попередньої обробки можлива взаємозамінність танків запасу, для чого у кожному з них необхідно забезпечити місцевий нагрів палива. Палива, що пройшли попередню обробку, направляються до системи основного обробітку, у якій немає відстійних цистерн.

Таким чином пропонована структура обробки палива забезпечує не тільки легку і якісну сепарацію, а й набагато продовжує довговічність паливної системи у цілому.

УДК 697.9+004.94

Иликчиев В.Г., Василец Д.И., кер.проф. Онищенко О.А.
Национальный университет "Одесская морская академия"

Усовершенствование судовой системы кондиционирования воздуха

В процессе эксплуатации морских и речных судов температура и давление воздуха в помещениях существенно изменяются: воздух насыщается различными парами, газами, влагой, пылью. Чтобы обеспечить нормальные условия для работы и отдыха судового экипажа и пассажиров, в жилых и служебных помещениях судна поддерживают постоянным качественный состав воздуха.

Подачу свежего воздуха в помещения и удаление из них загрязненного на большинстве судов обеспечивают системы вентиляции. Однако температуру, влажность, чистоту, подвижность и давление воздуха в комфортных (некотором смысле - оптимальных) пределах на судах поддерживают системы кондиционирования воздуха (СКВ). Благодаря грамотно спроектированной и установленной СКВ можно обеспечить комфортное и удобное пребывание на судне даже в самых суровых условиях. Организация системы кондиционирования воздуха на гражданских и военных судах - достаточно сложная задача. Но уже существуют отработанные на практике и успешно эксплуатируемые судовые системы кондиционирования.

Однако, проектируя систему кондиционирования для нового судна, или для модернизируемого судна, необходимо учитывать ограниченность пространства, которое можно занять под агрегаты и вспомогательное оборудование. Также необходимо в проекте обеспечить максимально-возможную компактность разводки хладагента по трубам, по сравнению с разводкой охлажденного воздуха по воздуховодам в классическом варианте (варианте с центральным кондиционером). Оборудование должно быть коррозионно-стойким, небольших размеров и не издавать сильного шума, нормально функционировать в условиях качки, работать в широких температурных диапазонах. Судовые СКВ должны отличаться надежностью, простой и удобством монтажа, эксплуатации и обслуживания.

Для современного судна обязательно должна существовать возможность управления судовой СКВ в режиме реального времени и взаимодействия с корабельной информационно-управляющей системой.

Исходя из анализа современных литературных источников, можно выделить некоторые направления усовершенствования существующих судовых СКВ.

Во-первых, предусмотреть возможность управления давлением конденсации в СКВ, а не его стабилизации на заданном уровне. Такого типа управление обеспечивает гораздо более эффективное использование энергоресурсов. Основные принципы создания таких СКВ с автоматическим установлением необходимого "оптимального" давления конденсации представлена в [1].

Во-вторых, предусмотреть возможность установки только инверторного типа систем кондиционирования. Такого типа СКВ обеспечат не только минимальный расход энергоресурсов, но и существенно облегчат интеграцию в судовую информационно-измерительную и управляющую систему. Кроме того, инверторные СКВ существенно снизят шум в помещениях [1, 2].

В-третьих, обеспечить более качественные процессы управления микроклиматом в судовых помещениях, т.е. такие, которые обеспечивают не только необходимую температуру и влажность воздуха, но и скорость его движения. Такие системы, конечно, должны оснащаться датчиками комфорта [3].

Первые два направления усовершенствования существующих судовых СКВ достаточно хорошо проработаны и имеют глубокое теоретическое обоснование. Третье направление нуждается в дальнейших исследованиях. Так, одной из составляющих обеспечения (с помощью систем автоматического управления СКВ) высокой комфортности пребывания людей в судовом помещении является необходимость математического описания самого помещения [2].

Во многих исследованиях показано, что процессы изменения тепловлажностных характеристик, например, в каютах, хорошо описываются передаточными функциями с дробными производными [4].

В настоящее время нет отработанных методов управления объектами такого типа, что связано с необходимостью преодоления ряда сложных теоретических и практических задач.

Во-первых, необходимо, с высокой степенью адекватности, описать аппаратом передаточных функций с дробными производными процессы изменения микроклимата в каюте.

Во-вторых, синтезировать систему управления СКВ, обеспечивающую высокий уровень комфортности и практически ее реализовать. Вторая, практическая составляющая, также недостаточно обоснованна, поскольку возникает непростая задача создания ПИД регуляторов с дробными коэффициентами в интегральной и дифференциальной составляющей [2, 4].

Таким образом, решению указанных задач необходимо уделить особое внимание в дальнейших исследованиях, посвященных усовершенствованию судовых СКВ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Онищенко, О. А. Двуканальная система управления малыми холодильными установками / О. А. Онищенко // Электротехнические и компьютерные системы. – 2012. – № 5. – С. 37-42.

<http://etks.opu.ua/?fetch=articles&with=info&id=21814>.

2. Василец, Д. И. Анализ методов моделирования систем кондиционирования судовых помещений / Д.И. Василец, Н.А. Козьминых, О.А. Онищенко / Вестник НТУ "ХПИ", №7 (1229). Серия: "Новые решения в современных технологиях". - С. 24-29. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.04

3. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. – Одесса: ОГМА, 1999. – 321 с.

4. Чумак, И. Г. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов / И. Г. Чумак, А. И. Коханский. – М. : Машиностроение, 1978. – 191 с.

УДК: 629.5.064:621.436

Боцянский В.А., рук. к.т.н., доц. Логишев И.В.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Снижение интенсивности образования оксидов азота в судовых дизелях

В настоящее время охрана окружающей среды стала одной из важнейших проблем человечества, в том числе и на морском транспорте [1]. Особое внимание при этом уделяется вопросам сокращения вредных выбросов энергетических установок и, в частности, вредных выбросов ДВС.

Поэтому все работы, направленные на улучшение экологических показателей этих двигателей, несомненно, являются актуальными. Из таблицы 1. видно, что оксиды азота, т.е. соединения NO , NO_2 , N_2O_4 , которые принято обозначать NO_x , являются наиболее вредными компонентами выпускных газов дизелей.

Как известно, методы снижения выбросов оксидов азота дизелями можно разделить на две группы:

- методы непосредственного воздействия на рабочий процесс двигателя для снижения локальных температур;
- методы обработки выпускных газов дизелей с целью нейтрализации оксидов азота (применение каталитических нейтрализаторов и различных присадок к газам).

В технической литературе встречаются исследовательские работы по использованию первого метода снижения NO_x в выхлопных газах. Так в работе [2] показана схема приготовления водотопливной эмульсии ВТЭ для работы высокооборотного двигателя 1С15/18.

Таблица 1. Состав вредных выбросов выпускных газов дизелей и ПДК

Составляющие ОГ	Количественное содержание в ОГ	Класс опасности	ПДК, мг/м ³ максимально разовая	ПДК, мг/м ³ в рабочей зоне	ПДК, мг/м ³ среднесуточная
Оксид углерода, %	0,01-0,5	4	3	20	1
Оксиды азота (в пересчете на N ₂), %	0,005-0,5	2	0,085	5	0,85
Углеводороды (в пересчете на метан), %	0,001-0,07	2-4	1,4-200	5-300	1-2,5
Сажа, г/м ³	0,01-1	3	0,15	4	0,05

На рис. 1 изображена принципиальная схема стенда по приготовлению ВТЭ с процентным содержанием воды 5-30%.

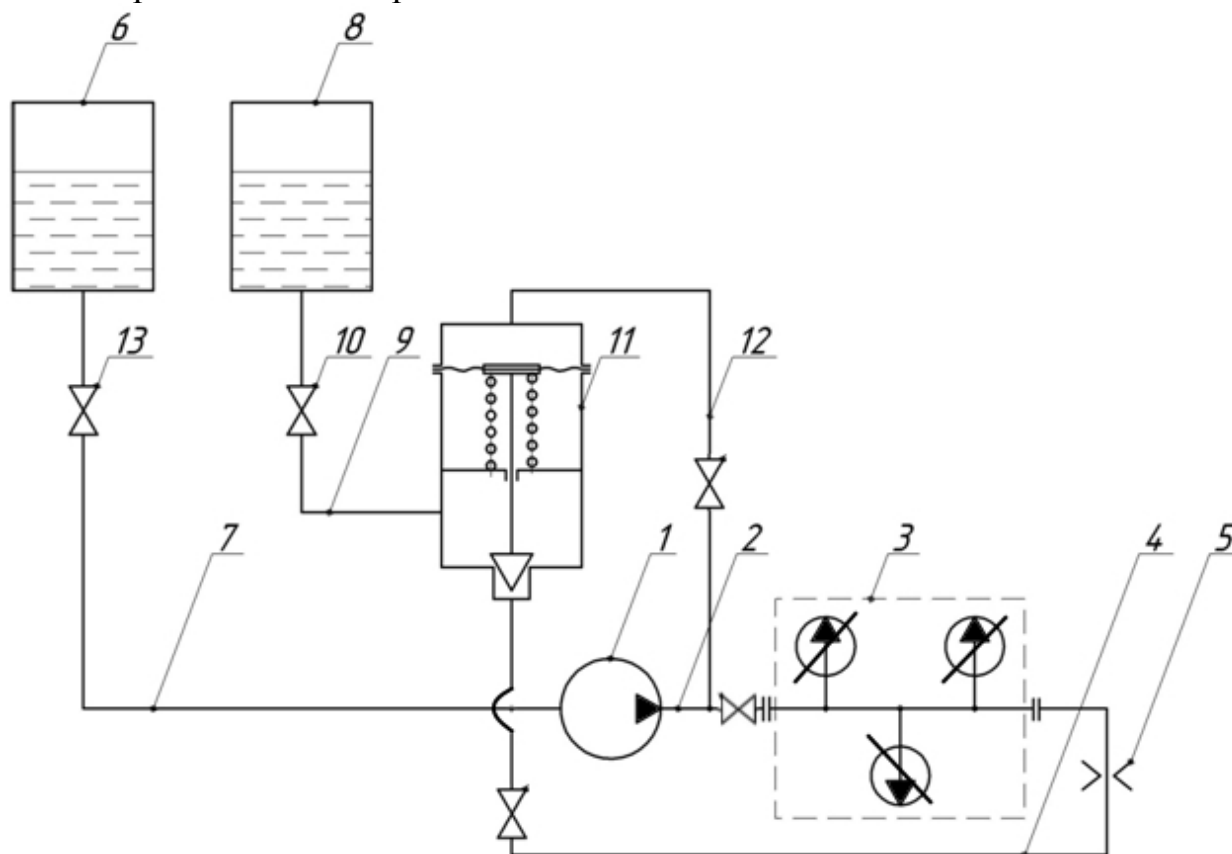


Рис. 1 - Принципиальная схема стенда по приготовлению ВТЭ

1 –насос-диспергатор; 2,4,7,9,12 – трубопровод; 3 – ТНВД; 5 – дюза; 6 – бак с топливом; 8 – бак с водой; 10 – запорный вентиль; 11 – регулятор расхода воды;

Исследования влияния ВТЭ на образование оксидов азота были проведены на двигателе 1Ч15/18.

На рис. 2 представлена зависимость снижения NO_x выбросов оксидов азота от концентрации воды во ВТЭ при работе двигателя на номинальном режиме [3]. Из рисунка следует, что в данных условиях величина NO_x с ростом C_w практически линейно снижается. При $C_w = 30\%$ выбросы оксидов азота уменьшаются почти на 40 %. Можно ожидать, что и при $C_w > 30\%$ данная закономерность будет (в каком-то интервале C_w) сохраняться.

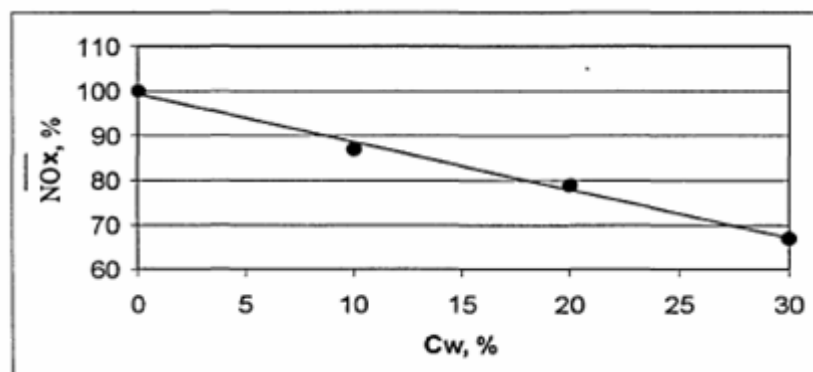


Рис. 2 - Зависимость выбросов NO_x оксидов азота от концентрации воды C_w в ВТЭ при номинальном режиме работы двигателя 1Ч15/18.

На рис. 3 приведены зависимости удельного эффективного расхода топлива от содержания воды во ВТЭ для номинального режима работы двигателя.

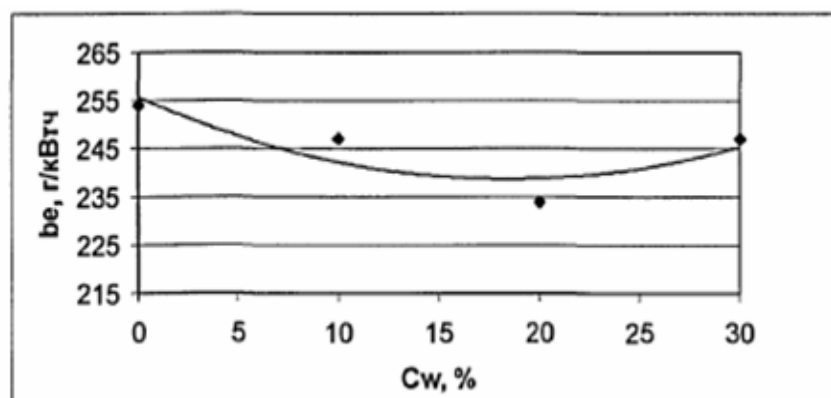


Рис. 3 - Зависимость удельного эффективного расхода топлива от содержания воды в ВТЭ

Из рисунка 3 следует, что при оптимальной присадке воды ($C_w = 20\%$) наблюдается сокращение расхода топлива примерно на 8,5 %.

Таким образом, проведенное экспериментальное исследование подтвердило, что ВТЭ является действенным средством снижения выбросов оксидов азота и увеличение топливной экономичности дизелей с объемным смесеобразованием.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ANNEX vi of MARPOL-73/78 «Regulations for the prevention of air pollution from ships». – 2005.
2. Коленко Н.Н., Духанин Ю.И. Водотопливные системы для дизельных энергетических установок. – Россия, Челябинская, а/я 11608, 2012.
3. Белов СВ., Морозов Л.Л. Снижение токсичности выбросов транспортно-энергетических установок: Учеб. пособие / МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

УДК: 621.436:662.6

Демідова Н.П., кер. д.т.н., проф. Голіков В.А.
Національний університет «Одеська морська академія».

Аналіз впливу добавок водню до паливно-повітряної суміші на енергоефективність дизельних двигунів

Внаслідок виснаження традиційних паливних ресурсів Землі, погіршення якості повітря і посилення норм на вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових дизельних двигунів обумовлена необхідність переходу до альтернативних видів палива. Серед альтернативних видів палива найбільш перспективним при вирішенні поставлених завдань по розширенню сировинної бази, підвищенню паливної економічності дизельного двигуна, зниженню токсичності відпрацьованих газів є, перш за все, застосування водню у суміші з вуглеводневим паливом і повітрям.

Проведений інформаційний пошук показав, що опубліковані праці присвячені, головним чином, вивченню роботи бензинових і дизельних двигунів внутрішнього згоряння на чистому водні або на паливних композиціях з воднем. Особливості процесів згоряння паливо-повітряної суміші з воднем і вплив наявності вільного водню в паливо-повітряній суміші на техніко-економічні та екологічні показники суднових дизельних двигунів представлені недостатньо.

Аналіз результатів випробувань, проведених в Одеській національній морській академії в 2006 році, показав, що до застосування добавок водню до палива забезпечує скорочення питомої ефективної витрати палива. Але дослідження, проведені фахівцями, не дозволяють виявити мінімальне значення масової частки добавок водню до палива, що надає значущий вплив на техніко-економічні та екологічні показники суднових дизельних двигунів.

Відмінною особливістю водню є його високі енергетичні показники та екологічна чистота. За масовою енергемісткістю водень перевершує традиційні вуглеводневі палива в 2,5-3 рази, спирти – в 5-6 разів, аміак – у 7 разів. Водень, як добавка до паливо-повітряної суміші для дизелів, характеризується великою швидкістю поширення фронту полум'я. Ця швидкість

може перевищувати 200 м/с і викликати виникнення хвилі тиску, що поширюється в камері згоряння зі швидкістю понад 600 м/с.

Добавка водню розширює межі стійкого горіння, підвищує повноту згоряння, збільшує швидкість поширення ламінарного і турбулентного полум'я в основній та заключній фазах згоряння, зменшує затримку займання. Отже, добавка водню до паливно-повітряної суміші дизельного двигуна здатна розширити межі стабільного займання і горіння палива, збільшити повноту згоряння, тим самим значно знизити токсичність вихлопу. Однак у проведених раніше дослідженнях відсутнє єдине розуміння впливу частки добавки водню в паливо-повітряну суміш на техніко-економічні та екологічні показники дизельного двигуна.

Висока швидкість згоряння воднево-паливної суміші, з одного боку, має здійснювати позитивний вплив на підвищення ефективності робочого процесу, з іншого боку, цим зумовлюються високі значення максимального тиску і температури циклу, більш висока жорсткість робочого процесу дизельного двигуна.

Підвищення максимального тиску циклу є причиною зниження моторесурсу двигуна, а підвищення максимальної температури призводить до інтенсивного утворення оксидів азоту. Можливе зниження максимального тиску за рахунок спалювання водню по мірі його подачі в циліндр на такті робочого ходу. Можлива подача водню поетапно: частково на впуск, частково в циліндр на такті стиснення, тобто на початку і в кінці такту стиснення. При цьому мають передбачатися заходи щодо запобігання передчасного займання.

Паливна економічність двигуна залежить від частоти обертання колінчастого валу, при якій він працює по характеристиці навантаження, ефективної потужності і величини добавок водню. Так, при роботі двигуна з частотою обертання 1500 об/хв і добавками водню 0,5...2 % скорочення питомої ефективної витрати палива на номінальному режимі ($N_e = 0,975$) складає 5,15 г/(кВт·год) або 2,6 % (менша величина відповідає 0,5 % добавці водню, більша – 2 %), при $N_e = 0,75$ – складає 2,4...7 %, а при $N_e = 0,5$ – 2,6...8 %.

Таким чином, ефект від вживання добавок водню з переходом на часткові навантаження збільшується. Зростає також вплив самої долі водневих добавок, тобто чим менше навантаження двигуна, тим доля добавок має бути вищою. Крім того, на часткових навантаженнях паливо-повітряна суміш обіднюється на 12 %, а на номінальному режимі – на 15 %. Це дозволяє зберегти рівень оксидів азоту у відпрацьованих газах і більше, ніж у два рази понизити вміст сажі на випуску. Адже дизелі викидають значну кількість сажі, що є адсорбентом для поліциклічних ароматичних вуглеводнів, частина яких має канцерогенні властивості. Саме сажа найбільше впливає на загальний рівень токсичності відпрацьованих газів дизелів. Традиційні дизелі викидають в годину майже до 0,4 кг сажі. Так, наприклад, дизель Д6 викидає в зміну від 1,1 кг до 1,6 кг сажі, при цьому 1 кг сажі здатний покривати площу до 10000 м².

У дизелях, що працюють завжди при надлишку повітря в суміші, вміст в продуктах згоряння окислу вуглецю і вуглеводнів незначний, тобто нижче у порівнянні з бензиновими двигунами, а рівень вмісту оксидів азоту порівняно близький. Припускається зниження емісії оксидів азоту до незначного рівня шляхом збіднення робочої суміші або шляхом використання води, що подається у впускний трубопровід. Так при подачі води по масі в 8 разів більше, ніж водню, емісія оксидів азоту знижується у 8...10 разів.

Формування робочої суміші водневого дизеля має забезпечувати гомогенність воднево-повітряного горючого тіла. Цього можна досягти за рахунок оптимізації форми камери згорання і динаміки розвитку струменя водню, що подається в циліндр, з урахуванням руху свіжого заряду повітря в циліндрі. Можливо саме спільне застосування заходів по використанню добавок водню та збідненню паливно-повітряної суміші дозволить ефективно вирішувати проблеми усунення пропусків запалення, домогтися істотного підвищення ефективності роботи суднового дизельного двигуна і зниження токсичності відпрацьованих газів, тобто поліпшення техніко-економічних і екологічних характеристик дизельного двигуна.

Необхідність визначення техніко-економічної та екологічної доцільності використання добавок водню в паливо-повітряну суміш суднових дизельних двигунів є актуальною у зв'язку з тим, що визначення величини значення масової частки добавок водню в паливо-повітряну суміш і необхідність розробки методик розрахунку ефективності застосування добавок водню в залежності від масової частки в паливо-повітряній суміші є частиною вирішення проблеми зниження викидів токсичних компонентів дизельними двигунами. У зв'язку з цим виникають перспективні завдання досліджень: експериментально визначити мінімальну кількість масової частки водню до паливо-повітряної суміші, розробити метод визначення ефективності застосування водню при роботі дизельного двигуна на межі стійкого горіння, розробити рекомендації щодо використання добавок водневого палива в паливо-повітряну суміш суднових дизельних двигунів для поліпшення їх техніко-економічних і екологічних характеристик.

Визначення мінімальної ефективної частки водню в паливо-повітряній суміші, яка надає значний ефект на показники суднового дизельного двигуна, особливо актуальне у зв'язку з відсутністю в Україні розвинутої водневої інфраструктури, а також високою собівартістю виробництва і зберігання водню.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Голиков А.А. Экспериментальное исследование влияния добавок водорода к топливу на топливную экономичность судовых высокооборотных дизелей /А.А. Голиков, А.А. Сирота, Н.И.Радченко. — lib.chdu.edu.ua/pdf/naukpraci/ecology/2006/.

2. Мисбахов Р.Ш. Влияние добавок водорода на технико-экономические и экологические показатели газовых и дизельных двигателей /Р.Ш. Мисбахов. – Дисс. ... к.т.н. 05.04.02. Казань, 2010. 165 с. Научная библиотека диссертаций и авторефератов disserCat.

3. Новоселов С.В. Возможности использования водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. М. 2007. 8 с.

4. Шумовский, В.А. Улучшение показателей транспортного дизеля путем совершенствования процессов распыливания топлива и смесеобразования /В.А. Шумовский. – Дисс. ... к.т.н. 05.04.02. М.: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2016. 169 с.

УДК: 621.436:661.5

Пастушенко В.В., рук. доц. Довиденко Ю.Н.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Анализ систем мониторинга рабочих процессов судового дизеля

Состояние эксплуатирующегося двигателя оценивается мерой утраты им работоспособности и экономичности в связи с износами деталей и узлов, загрязнением и закоксовыванием зазоров между подвижными деталями и в проходных сечениях, нагарообразование на рабочих поверхностях деталей и газовоздушных трактов. Обычно оценка технического состояния производится в результате разборки двигателя, очистки и обмеров его деталей и различных сопряжений. Такие операции трудоемки и не всегда целесообразны из-за нарушения прирабатываемости трущихся поверхностей при их переборке.

Использование систем технического диагностирования в практике эксплуатации двигателей дает возможность решать задачи: повышения эксплуатационного к.п.д. и ресурса за счет поддержания высокого технического уровня ДВС; понижения затрат эксплуатации и уменьшения потребности в запасных частях; сокращение времени поиска неисправностей; сокращению ремонтных и регулировочных работ. Структура систем технической диагностики содержит следующие элементы: оборудование, предназначенное для измерения, обработки результатов измерения и сбора диагностической информации и диагностические методики (алгоритмы) обработки результатов измерений. За основу анализа систем мониторинга рабочих процессов судового дизеля будет рассматриваться такая система как DEPAS D4.0H. Так же включим в рассмотрение такие системы, как : EPM-XP и PREMET XL.

Рассмотрим недостатки и достоинства этих систем мониторинга.

Сравнительный анализ систем «разделенного мониторинга» по нескольким параметрам.

PREMET XL

Особенности:

- данная система применительна к малооборотным и среднеоборотным судовым двигателям;

- applicable on slow- medium- and high-speed engines• superior quality ensuring long-lasting operation over years• высокая надежность, обеспечивающая длительный период эксплуатации оперативность получения результатов замеров и их оценки• prompt test results for immediate evaluation

- быстрые результаты испытаний для немедленной оценки;
- large memory for thousands of measurements (eg• incl. • WPREMET software with various diagrams andпрограммное обеспечение WPREMET позволяет получить диаграммы рабочего процесса graphs for detailed and precise engine analyzingдля детального анализа режима работы двигателя.

Недостатком этой системы является отсутствие вибродатчика и как следствие, невозможность зафиксировать работу иглы форсунки и фазы газораспределения.

	PREMET XL	EPM-XP	DEPAS Handy 4.0H
			
	www.lemag.de	www.imes.de	www.depas.od.ua
Revolution (RPM)	•	•	•
Pmax (mean, max, min)	•	•	•
Basic working process parameters MIP, Pi, Pcomp,...	•	• ¹	•
Pressure diagram vs. crank angle (time)	•	•	•
Derivative pressure diagram	•	•	•
Measuring injection pressure	•		
Fuel timing	•		
Valves timing			•
Vibro sensor			•
Pscav auto calculation			•
TDC determination	TDC-sensor / software	Software manual	Software automatic
Option		¹ IMES DONGLE for IPOW and IMEP calculation	
	€7250.	€6230 Ex options	\$6650. Total exp.

EPM-XP

Особенности;

- Высокая точность
- Battery charging from PC via USB port • Зарядка аккумулятора от ПК через USB-порт

- Excellent price performance ratio• Pcomp calculation on 2-stroke engines • Расчет давления сгорания Pc

- Trend-function • Определяет частоту вращения главного двигателя

К недостатком этой системы относятся: отсутствие вибродатчика, без которого нельзя оценить работу топливной аппаратуры и работу процесса газораспределения.

DEPAS Handy 4.0

Система разработана для использования на судовых дизелях (главных и вспомогательных). Система предназначена для непосредственной записи

данных рабочего процесса и предварительного расчета 3-х ключевых параметров (тактность двигателя определяется автоматически) : максимальное давление сгорания в цилиндре (средние, минимальное и максимальное значение за нескольких рабочих циклов), частота вращения коленчатого вала дизеля, средние давление в цилиндре. Система состоит из: датчика давления газов PS-16, вибродатчика VS-20, модуль реального времени D4.0H.

Таким образом, анализ вибродиаграмм дает возможность оценить фазы топливоподачи с помощью контактного вибродатчика, без препарирования форсунки и без внедрения специальных датчиков в систему высокого давления.

Отличительные особенности системы DEPAS 4.0 Handy:

1. Программное определение ВМТ и синхронизация данных (используется специальный, адаптированный для МОД «алгоритм БФС безфазовой синхронизации» данных).

2. Фазы топливоподачи и газораспределения, а также техническое состояние отдельных узлов двигателя определяются с помощью контактного датчика VS-20. Датчик имеет магнитную основу.

Использование портативной системы мониторинга дает возможность получить следующие преимущества в эксплуатации СДВС:

- экономить топливо, за счет точной регулировки ТА и МГР;
- увеличить межремонтный период эксплуатации и сократить затраты на обслуживание СДВС;
- повышает безопасность эксплуатации судовых дизелей.

Предоставим примеры нескольких характерных дефектов в отчетах системы DEPAS 4.0 Handy.

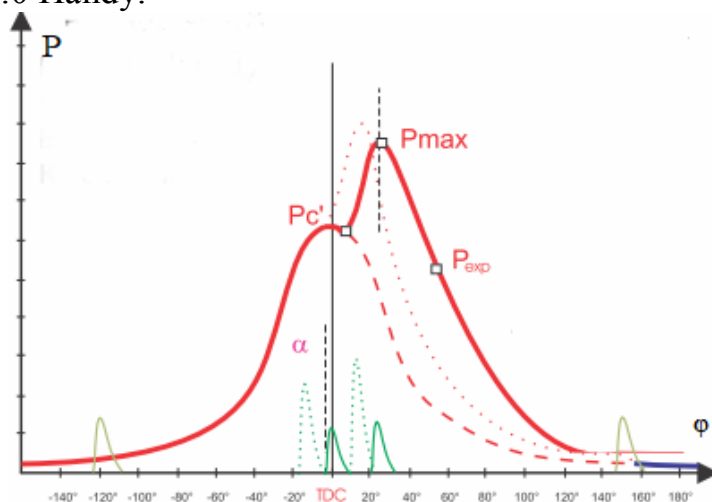


Рис.1. Износ плунжерной пары ТНВД (возможно, протечка всасывающего клапана).

Смещается на линию расширения начало видимого сгорания. Уменьшается P_z , увеличивается P_{exp} и температура выпускных газов. Смещается вправо вибродиаграмма впрыска.

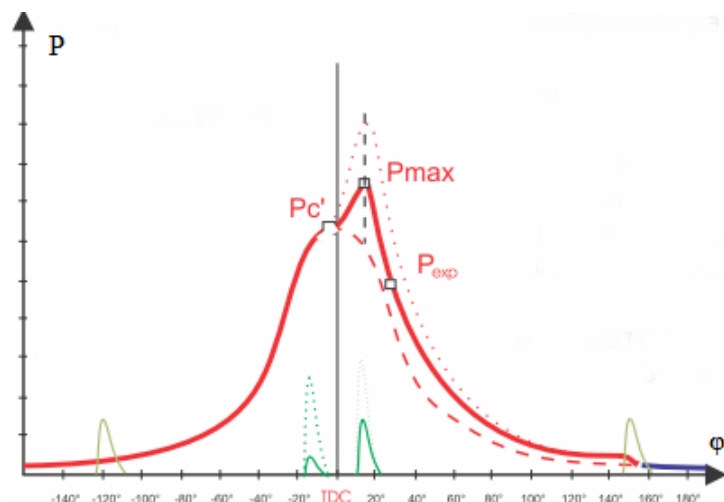


Рис.2. Зависание иглы форсунки (в нижнем положении).

Искажается форма вибродиаграммы впрыска. Возможно полное отсутствие переднего импульса. Уменьшается P_z . $P_{exр}$, температура выпускных газов, среднее индикаторное давление и индикаторная мощность цилиндра.

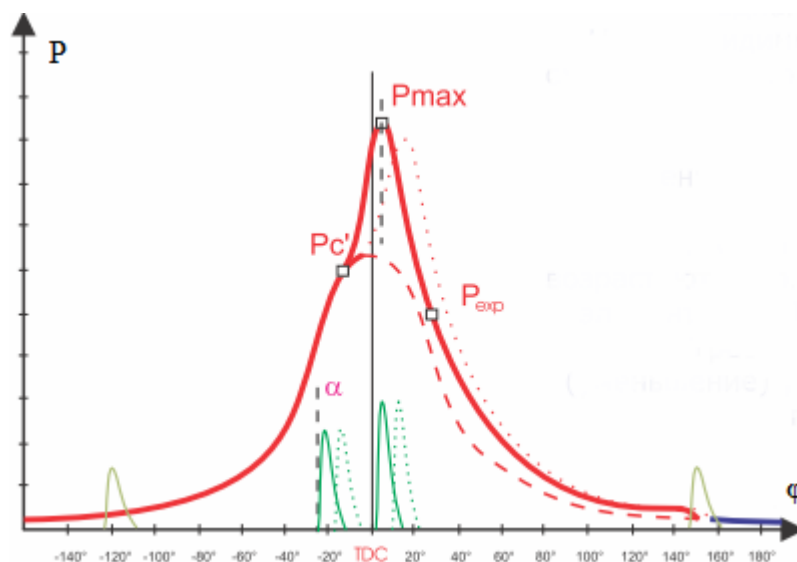


Рис.3. Ранняя подача топлива.

Момент начало видимого сгорания топлива $P_{c'}$ смещается на линию сжатия. Характерный перегиб индикаторной диаграммы в момент начала сгорания может вообще не проявляться. Увеличивается P_z . Уменьшается $P_{exр}$ и температура выпускных газов. Увеличивается «жесткость» рабочего процесса- скорость повышения давления на первой фазе сгорания. Увеличивается механическая напряженность двигателя и ударные нагрузки на подшипники. Вибродиаграмма смещается влево.

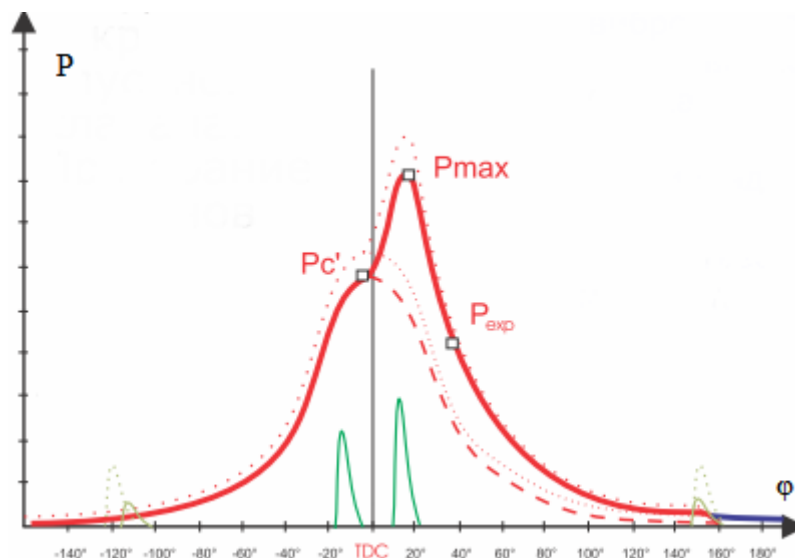


Рис.4. Прогорание клапанов (раннее закрытия впускного клапана).

Снижается давление в конце сжатия P_c . Снижается P_z , P_{exr} , P_i , N_i . В случае прогорания клапанов увеличивается температура выпускных газов и падает мощность цилиндра. Повышается дымность выпускных газов. Смещаются фазы и искажаются формы виброимпульсов клапанов.

Использование системы DEPAS при эксплуатации дизельной энергетической установки дает возможность получить следующие преимущества:

- увеличить экономичность рабочего процесса, за счет точной регулировки топливной аппаратуры и механизма газораспределения;
- увеличить межремонтный период и сократить затраты;
- на техническое обслуживание, за счет расчета и равномерного распределения нагрузки между цилиндрами;
- исключить риск возникновения аварийных ситуаций и существенно поднять уровень технического обслуживания энергетической установки;
- сократить расход на эксплуатацию ЭУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. 2004. - №2 (5). – С. 138-141
2. Возницкий И.В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И.В. Возницкий – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.
3. Operation manual DEPAS Handy 4.0
4. Operation manual LEMAG PREMET
5. Operation manual EPM-XP.

Стрецький В.О., рук. доц. Довиденко Ю.Н.
Національний університет «Одеська морська академія».

Умови процесу подавання мащення до циліндрів суднових малообертових дизелів

1. Аналіз роботи механічного лубрикатора

Довгий час традиційним способом подачі циліндрового масла на дзеркало циліндричної втулки були пристрої, які отримали назву механічних лубрикаторів. Провідні дизелебудівні компанії користувалися послугами різних фірм постачальників: MANB&W – Hans Jensen, Sulzer – Bosh. Однак їх конструкції принципово відрізнялися незначно.

Лубрикатори Hans Jensen застосовувалися на двигунах MAN B&W до 2000 р. Тиск масла у лубрикаторі Hans Jensen створювався за допомогою плунжерів (золотників) і на поверхню циліндричної втулки масло подавалося через штуцери (безповоротні клапани) на маслорозподільні канавки спеціальної форми, що сприяє більш рівномірному розподілу масла по поверхні тертя. Кількість плунжерних пар у лубрикаторі дорівнює кількості безповоротних клапанів в циліндричній втулці. Для одного циліндра кількість штуцерів може бути від 4 до 8 і більше в залежності від діаметра циліндричної втулки і особливостей конструкції системи підведення масла до циліндрів. Конструкції штуцерів різноманітні. Витрата циліндрового масла в лубрикаторі Hans Jensen становив $0,7-1,2 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$.

Лубрикатори Bosh застосовувалися в основному на двигунах Sulzer. Тиск масла в лубрикаторі Bosh створювався за допомогою плунжерів, далі масло надходило через розподільні золотники до каплевказників, за якими оцінювалася циклічна подача масла, і до штуцерів в циліндричній втулки. Витрата циліндрового масла в лубрикаторі Bosh становив $0,72-0,99 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$ – для двигунів RND.

Однак бурхливий розвиток світового суднового дизелебудування за останні 20 років вніс серйозні корективи в організацію процесів циліндричної змазки. Першими, хто змінив свій підхід до цього питання, стала компанія Hans Jensen - один зі світових лідерів в розробці систем лубрикаторної змазки. Вони, перш за все, змінили спосіб подачі масла на дзеркало циліндра. Замість традиційних штуцерів з'явилися спеціальні пристрої, що отримали назву «Swirl Injection Principle» (SIP).

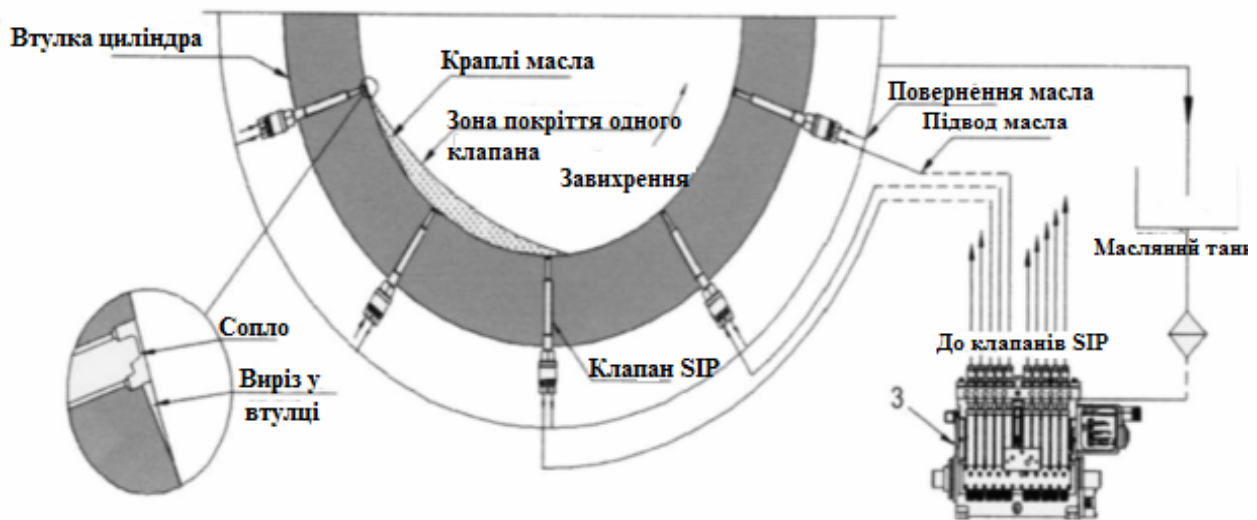


Рис.1.1 Принципова схема роботи лубрикаторної системи HJSIP

В системі циліндричної змазки SIP застосовані спеціальні форсунки, розпилюючи циліндрове масло по всьому колу втулки циліндра в верхній її частині. За рахунок хорошого розпилювання і рівномірного розподілу циліндрового масла по поверхні втулки циліндра під час кожного ходу можна домогтися задовільного стану поверхонь, що труться, використовуючи меншу кількість масла, у порівнянні зі звичайною системою змазки.

Кожна форсунка SIP має сопло, завдяки якому при певному тиску в трубопроводі здійснюється розпил циліндрового масла. Його надлишки і витіки не потрапляють в циліндр, а за допомогою поворотного трубопроводу стікають в цистерну мастила. Тиск відкриття голчастого клапана форсунки регулюється за допомогою затягування пружини. Система SIP дозволяє скоротити витрату циліндрового мастила більш ніж на 20% при відмінному стані поверхні циліндричної втулки і поршневих кілець. Система SIP дає можливість скоротити витрати на модернізацію системи циліндричної мастила, змінивши в ній тільки масляну форсунку, залишивши інші елементи системи.

2. Аналіз системи змащення MAN B&W alpha cylinder lubricator

Світове дизелебудування гідно оцінило розробку фірми Hans Jensen. Багато двигунів морських суден були обладнані або модернізовані шляхом установки системи циліндричної мастила SIP. Одночасно провідні дизелебудівному корпорації працювали над створенням власних вискоефективних систем лубрикаторної змазки циліндро поршневих груп крейцкопфних малооборотних двигунів.

Першою в цьому питанні досягла успіху фірма MAN Diesel, яка розробила, успішно випробувала і стала використовувати на всіх своїх дизелях систему «Альфа-лубрикатор». Фірма MAN Diesel з 2000 р застосовує альфа-лубрикатори на двигунах серії MC.

В альфа-лубрикаторі масло надходить з системи гідроприводу (близько 40 бар) за допомогою поршня до плунжера, які під великим тиском

нагнітають масло до відповідних форсунок, встановлених в циліндрових втулках замість традиційних штуцерів (безповоротних клапанів). Форсунки розпилюють масло на поверхні поршневих кілець і втулок в момент, коли пакет поршневих кілець проходить повз форсунки при русі поршня від НМТ до ВМТ. Таким чином, масло рівномірно розподіляється по поверхнях тертя, що значно покращує умови формування надійної плівки масла на цих поверхнях, дозволяючи істотно скоротити витрату циліндрового масла при хорошому стані поверхонь тертя.

Управління альфа – лубрикатором електричне (рис. 2.1). система управління регулює дозування масла відносно вмісту сірки в паливі.

До складу нової системи змазки (рис. 2.1) циліндрів входить насосна станція, що розподіляє мастило під тиском 45 бар, і за допомогою лубрикаторних плунжерів вприскується масло в форсунки змазки циліндрової втулки. У станції знаходяться два робочих насоса і один момент уприскування масла регулюється за допомогою електронного пристрою так, що масло вприскується в момент, коли поршневі кільця поршня йдуть вгору через мастильні форсунки.

Своєчасна і дозована змазка циліндрів дозволяє найкращим чином використовувати дороге циліндрове масло, скоротити знос поршневих кілець і циліндрової втулки.

Кількість лубрикаторів (1 або 2) на кожному циліндрі залежить від розмірів циліндра (кількості штуцерів).

Наведений на рис.2.3 лубрикатор забезпечений поршнем гідропідсилювача, подача масла на який здійснюється через швидкодіючий двопозиційний клапан, керований мікропроцесором. поршень призводить в рух розміщені по колу плунжери насосів високого тиску, що забезпечують подачу однакової кількості масла по всім точкам змащення і, практично, в один момент часу. кількість плунжерів відповідає числу точок змащення. Лубрикатор подає масло через кожні 4-6 оборотів колінчастого валу в залежності від необхідної величини подачі вираженою в $г / кВт \times год$. Збільшення подачі досягається збільшенням частоти подач, зменшення навпаки. Час вприскування задається мікропроцесором з великою точністю з тим, щоб надходження масла в циліндр відбувалося в період, коли поршень своїм комплектом кілець знаходиться по колу форсунок. Тривалість подачі укладається в 0,1 град п.к.в. Величина тиску, створюваного плунжерними насосами, у порівнянні з механічним лубрикатором, в нормальних умовах, показана на рис.2.4.

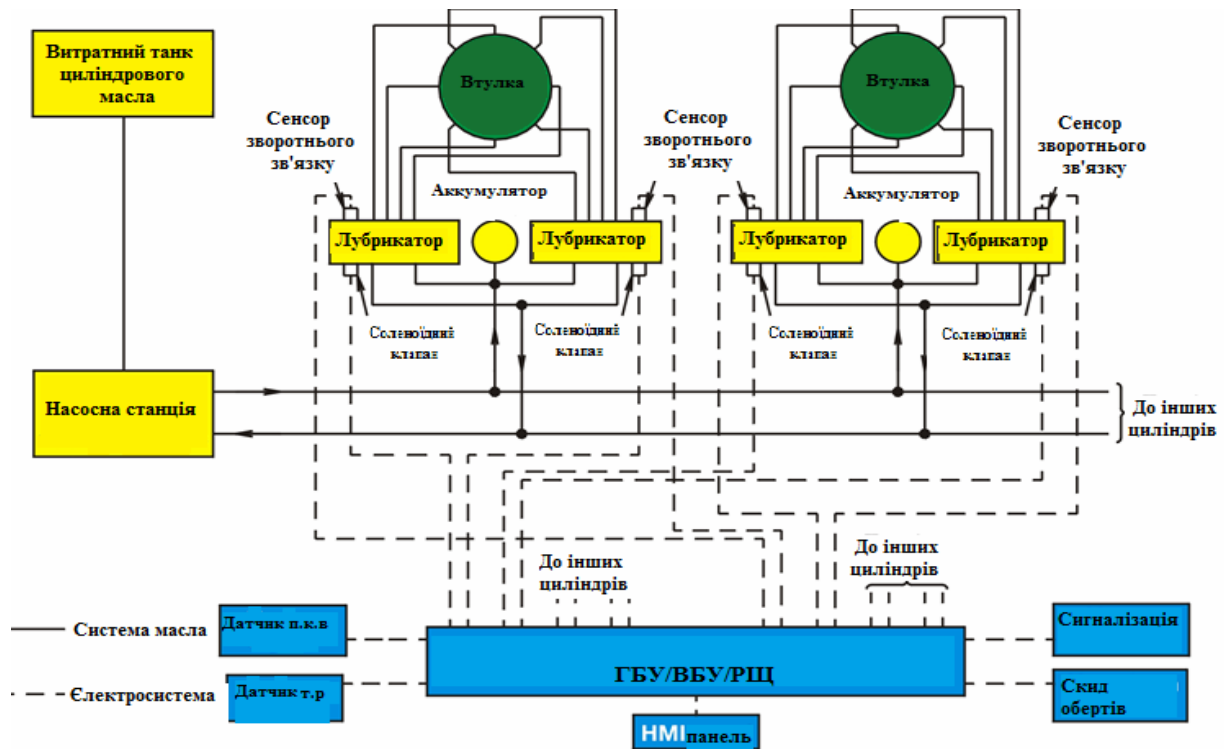


Рис.2.1 Система управління Альфа-лубликатором.

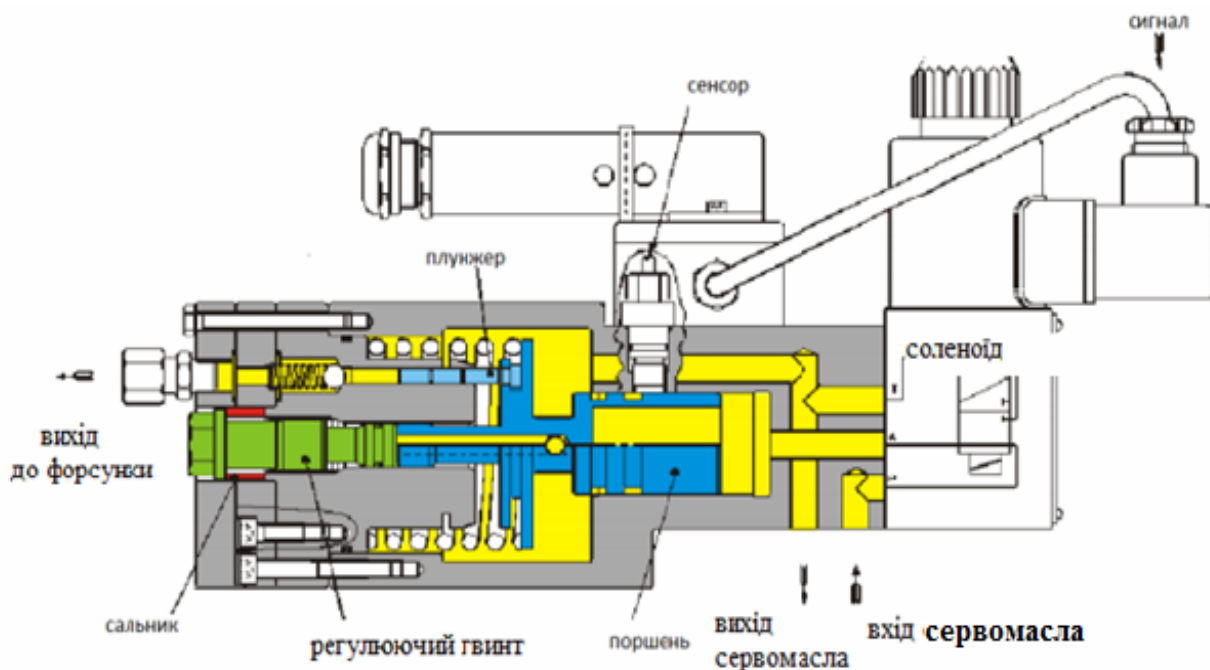


Рис.2.3 Альфа-лубликатор

На малюнку показані дві діаграми тиску: від механічного приводу і від приводу подачі масла від альфа - лубрикаторів. Тиск і час подачі до порівнянні з електронною подачею відрізняються один від одного. За діаграмою механічного лубрикатора тиск в штуцері невеликий, а час складає 50 мс; в діаграмі альфа - лубрикатора тиск в штуцері лубрикатора до 33 бар, а час уприскування складає 15 мс і витрата масла в двигунах з електронною подачею масла набагато зменшена і економія становить понад 0,2 г / кВт год.

Висока економічність і ефективність даної системи були підтверджені практикою експлуатації. Зниження витрати циліндрового масла було вражаючим - на 20-30% менше того, що було при використанні механічних лубрикаторів.

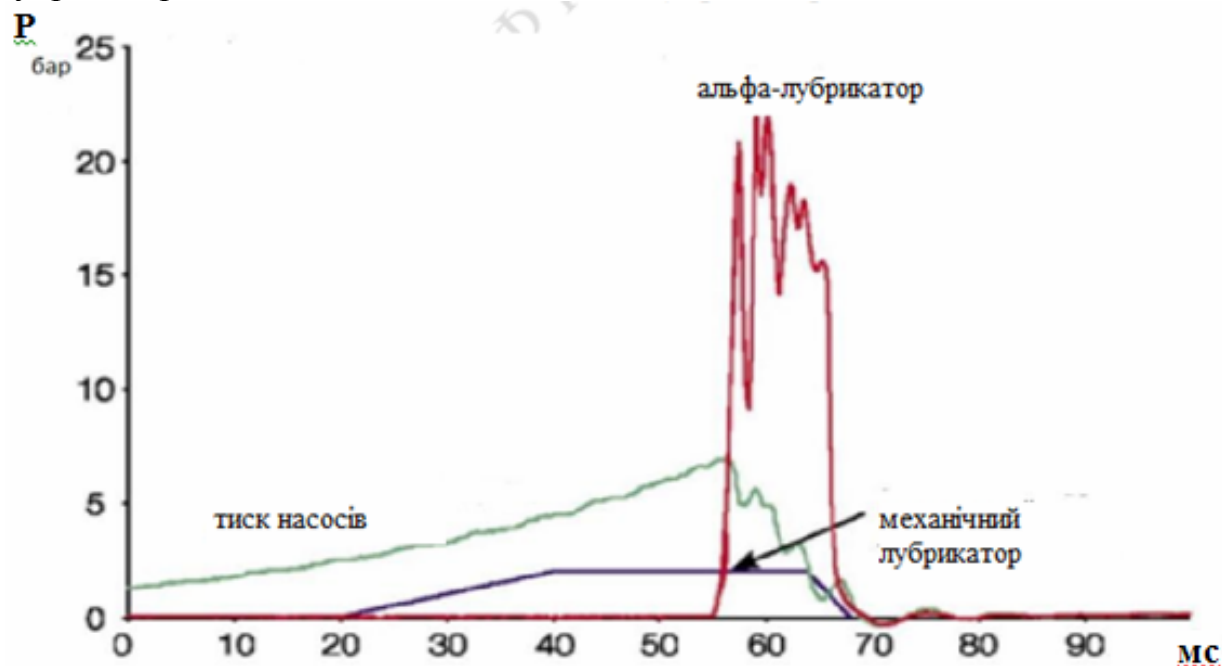


Рис.2.4 Схема діаграм тисків масла і часу вприскування в штуцерах лубрикатора: від механічного приводу; від електронного подавання масла.

Якщо врахувати, що циліндрове масло становить основну частку витрат на утримання деталей циліндро поршневих груп крейцкопфних малооборотних двигунів, то цілком очевидно прагнення судновласників мати більш економічні і ефективні системи лубрикаторної змазки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Конкс Г.А. Мировое судовое дизелестроение / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.
2. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели / И.В. Возницкий. – СПб.: КСИ, 2006. – 121 с.
3. MAN B&W Diesel A/S List of Service Letters No. SL02-398/HRJ. January, 2002
4. MAN B&W Diesel A/S List of Service Letters: «MBD technical paper LOW SULFUR FUEL OPERATION».
5. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И.В. Возницкий. – СПб.: КСИ, 2005. – 139 с.
6. MAN Diesel & Turbo / MAN Diesel & Turbo 2014. Режим доступа: <http://www.tribocare.com/pdf/MAN%20Diesel%20and%20Turbo%20SL2014-571.pdf>.

Рябоконт К. Ю., кер. к.т.н., доц.Калугін В. М.
Національний університет «Одеська морська академія».

Аналіз досвіду експлуатації та поліпшення ефективності дії газотурбокомпресорів суднових дизелів

Анотація

Наведено узагальнення досвіду експлуатації суднових дизелів внутрішнього згоряння (СДВЗ) і їх газотурбокомпресорів (ГТК), що дозволяє:

- визначити основні показники надійності СДВЗ і встановити що основною причиною відмов СДВЗ є пошкодження ГТК;
- встановити показники надійності ГТК, як єдиного агрегату в цілому, так і окремих його компонентів, для головних двотактних СДВЗ;
- найчастіше відмовляють такі вузли ГТК як ротор, соплові і робочі лопатки газової турбіни, опорні та опорно-упорні підшипники ковзання, внаслідок режиму «помпажу» компресору і порушення балансування ротору, що обумовлено відкладеннями у лопаткових апаратах турбін і компресорів та пошкодженням останніх;
- визначити вплив змін технічного стану турбіни ГТК на спільну гідродинамічну характеристику роботи ГТК і СДВЗ й на виникнення нестійких режимів роботи ГТК;

В цілях забезпечення високого рівня технічного стану ГТК в процесі експлуатації СДВЗ необхідно постійно контролювати рівень вібрації ГТК і регулярно усувати виникаючі відкладення в турбіні шляхом очищення проточної частини турбіни, що дозволяє забезпечувати високу ефективність роботи ГТК і СДВЗ у цілому.

Аналіз показників надійності СДВЗ і ГТК

В умовах зростання питомих потужностей головних і допоміжних суднових дизелів (СДВЗ), в основному за рахунок їх форсування, і, пов'язаним з цим збільшенням механічного та теплового навантаження на деталі цідіндропоршневої групи (ЦПГ), особливе значення набуває забезпечення високого рівня технічного стану в процесі експлуатації вузлів газотурбокомпресорів (ГТК) і елементи повітряно – газового тракту.

Багаторічний досвід експлуатації СДВЗ з турбонаддувом свідчить про те, що в процесі їх роботи відбувається неминуче поступове погіршення технічного стану та характеристик ГТК. Основною причиною зміни характеристик ГТК є занос (забруднення) проточних частин турбін і компресорів, що призводить до зниженню їх ефективності.

Таким чином, в процесі експлуатації ступінь узгодженості характеристик дизеля і ГТК, частково або повністю порушується. У свою чергу відкладення у проточній частині турбіни, порушує урівноваженість ротору, що може викликати відмови ГТК. Крім того ГТК входить до складу термічно і

механічно навантажених вузлів і деталей дизелів, що впливає на їх експлуатаційну надійність СДВЗ у цілому.

Дослідження та аналіз показників надійності суднових технічних засобів (СТЗ) і ГТК, були виконані класифікаційним товариством «Lloyd's Register» (LR) [3] і Шведським страховим товариством «Swedish Club» (SC) [4, 5] і дозволяє встановити значення основних показників їхньої надійності та визначити основні причини їх відмов.

У таблиці 1 наведено, найбільш поширенні пошкодження конструктивних вузлів СДВЗ, які, за даними LR, призвели до відмов мало обертових дизелів (МОД).

Таблиця 1 - Основні причини відмов МОД, за даними LR

Вузли і деталі СДВЗ	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	18,0
Поршні	10,0
Втулки циліндрів	9,0
Колінчасті вали	8,0
Шатуни	7,0
Штоки поршнів	4,0
Відмови інших конструктивних вузлів	44,0
Усього	100

У таблиці 2 наведено найбільш поширенні пошкодження конструктивних вузлів дизелів, які, за даними SC, призвели до відмов СДВЗ усіх типів.

Таблиця 2 - Основні причини відмов СДВЗ усіх типів, за даними SC

Відмови вузлів і деталей СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	145	39,1
Взаємозалежні компоненти*	65	17,6
Втулки циліндрів	35	10,3
Підшипники, шийки валів	17	4,6
Колінчасті вали	16	4,3
Поршні	11	3,0
Остов і блоки циліндрів, анкерні кріплення	8	2,2
Крейцкопфи, ползуни	7	1,9
Відмови інших конструктивних вузлів	63	17,0
Усього	366	100

* «Взаємозалежні компоненти» - відноситься до деталей та вузлів, які викликають залежні відмови, тобто, відмова одного або декількох компонентів призводить до відмов інших, що знаходяться з ними в технологічного взаємозв'язку. Наприклад, пред'явлення позовних вимог пов'язаних з ушкодженнями компонентів паливної системи, втулок

циліндрів, поршнів і ГТК причиною яких стало бункерне паливо що не відповідає технічним вимогам.

У таблицях 3 і 4 наведено, найбільш поширенні види пошкоджень конструктивних вузлів СДВЗ, які, за даними SC, призвели до відмов головних МОД і середньо обертових дизелів (СОД) СДВЗ.

Таблиця 3 – Найбільш поширені причини відмов МОД

Вузли і деталі СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	114	42,9
Взаємозалежні компоненти	40	15,0
Втулки циліндрів	28	10,5
Підшипники, шийки валів	14	5,3
Розподільні вали	12	4,5

Таблиця 4 – Найбільш поширені причини відмов СОД

Вузли і деталі СДВЗ	Кількість відмов	Відносна кількість відмов, %
Газотурбокомпресори	31	29,8
Взаємозалежні компоненти	25	24,0
Колінчасті вали, шатуни	12	11,5
Втулки циліндрів	7	6,7
Поршні, штоки поршнів	5	4,8

Як зазначено в таблицях 1 і 2, основною причиною СДВЗ є ГТК, на долю яких припадає від 18% до 39% від загальної кількості відмов усіх вузлів та компонентів СДВЗ. Таким чином, кількісно, пошкодження ГТК є переважною причиною відмов СДВЗ.

Крім того, відмови ГТК і за сукупними витратами є найдорожчою категорією з пред'явлених позовних вимог [4,5].

За даними LR [3] встановлена залежність зміни надійності СДВЗ, що викликана відмовами ГТК, в залежності від типу двигуна. Кількість несправностей ГТК, що призвели до відмов СДВЗ, стосовно загальної кількості відмов по СДВЗ, склали: 3% для високо обертових двигунів (ВОД), 9% для СОД і 18% для МОД.

За даними аналогічних досліджень SC (Таблиці 3 і 4): 29,8% для СОД, 42,9% для МОД. Це свідчить про те, що ГТК, які встановлені на СОД і ВОД, більш надійні в експлуатації, в порівнянні з ГТК встановленими на МОД.

Середня тривалість безвідмовної роботи ГТК головних двигунів різна і залежить від якості виготовлення й умов експлуатації. Слід зазначити, що роботи з усунення відмов ГТК носять, в основному, заводський характер, що значно ускладнює їхнє виконання.

Таблиця 5 - Відносна кількість несправностей компонентів газотурбокомпресорів типу NA, головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Компоненти газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
<i>Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти</i>	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	5,0
Ротор газотурбокомпресору в зборі	18,3
Лабіринтові ущільнення	8,7
<i>Компресор</i>	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	2,5
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	9,3
<i>Турбіна</i>	
Соплові лопатки турбіни	10,0
Робочі лопатки турбіни	9,3
<i>Підшипникові вузли й пристрої системи мащення</i>	
Опорно-упорний підшипник ковзання з боку компресору	11,6
Опорний підшипник ковзання з боку турбіни	12,1
Система мащення підшипників	13,2
<i>Усього:</i>	100,0

Таблиця 6 - Відносна кількість несправностей компонентів газотурбокомпресорів типу VTR головних двотактових СДВЗ MAN-B&W

Компоненти газотурбокомпресорів	Відносна кількість несправностей, %
<i>Газотурбокомпресор в зборі, ротор й корпусні компоненти</i>	
Газотурбокомпресор, як єдиний агрегат	6,4
Ротор газотурбокомпресору в зборі	23,3
Лабіринтові ущільнення	11,1
<i>Компресор</i>	
Прийомні пристрої на всмоктуванні повітря	3,2
Робоче колесо включно з лопатковими апаратами	11,9
<i>Турбіна</i>	
Соплові лопатки турбіни	12,7
Робочі лопатки турбіни	11,9
<i>Підшипникові вузли й пристрої системи мащення</i>	
Опорно-упорний підшипник кочення з боку компресору	1,8
Система мащення опорно-упорного підшипника включаючи навішений насос мащення	8,2
Опорний підшипник кочення з боку турбіни	2,5
Система мащення опорного підшипника включаючи навішений насос мащення	7,0
<i>Усього:</i>	100,0

Найчастіше відмови ГТК типів NA і VTR були викликані пошкодженнями роторів, відповідно - 18,3% і 23,3%. Для ГТК типу NA їх відмови були викликані руйнуваннями підшипників ковзання з боку турбіни -12,1% і компресору - 11,6%. Основними причинами пошкодження роторів і руйнувань підшипників є порушення балансування ротора що спричинені

експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору. Ще однією важливою причиною виникнення значних вібраційних навантажень і наступних ушкоджень ГТК є їх робота в зоні нестійких режимів – режимі «помпажу» компресору.

Формування нестійких режимів роботи ГТК і їх усунення

Суміщення гідродинамічних характеристик повітро-газового тракту (ПГТ) дизеля, компресора і турбіни впливає на забезпечення роботи компресору ГТК в зонах стійкої роботи з належним «запасом стійкості». Їхнє розузгодження викликає нестійкі режими роботи компресора – «помпаж». Виникнення «помпажу» призводить до порушення повітропостачання і згоряння палива в циліндрах дизеля, тобто до його відмови. Тому аналіз причин «помпажу» і своєчасне його попередження дозволить забезпечити надійну роботу дизеля і безпеку мореплавання судна в цілому.

Тому актуальним є проведення досліджень причин зниження рівня працездатності ГТК і елементів ПГТ, та визначення якісних і кількісних взаємозв'язків несправностей з параметрами роботи дизелів, розробка рекомендацій з запобігання зниження рівня працездатності ГТК і елементів ПГТ у процесі експлуатації.

Режим роботи компресору в загальному випадку визначається умовами на вході (тиск і температура повітря), частотою обертання і продуктивністю. Залежно від поєднання цих параметрів компресор буде розвивати ту чи іншу ступінь підвищення тиску, і споживати різну потужність.

Оцінка основних даних роботи компресора на будь-якому режимі виконується по його характеристиці (рисунок 1).

При витраті повітря через компресор нижче певної величини стійкість роботи компресору порушується.

У загальному випадку, «помпаж» компресору, що працює у складі СДВЗ спричиняється розузгодженням гідродинамічних характеристик ГТК і ПГТ дизеля. Внаслідок утворення протитоку в робочих каналах колеса компресора, рух повітря змінюється на протилежний – з боку нагнітання на сторону всмоктування.

Причинами цього може бути:

- «перекидання циркуляції»;
- збільшення опору ПГТ дизеля;
- перевищення витрати повітря, що подається компресором в порівнянні з тим, що можуть спожити циліндри дизеля;
- виникнення автоколивань в ПГТ у зв'язку з поперемінним відкриттям і закриттям впускних органів дизеля.

Надійність роботи компресору в складі дизеля, розташування розрахункової точки його роботи щодо межі помпажної зони оцінюють коефіцієнтом запасу стійкості $K_{уст}$. Під цим коефіцієнтом розуміють відношення ступеня підвищення тиску π_k до витрати повітря G_v , визначеними при однаковій ча-

стоті обертання на межі помпажу і в точці, що відповідає режиму спільної роботи з дизелем,

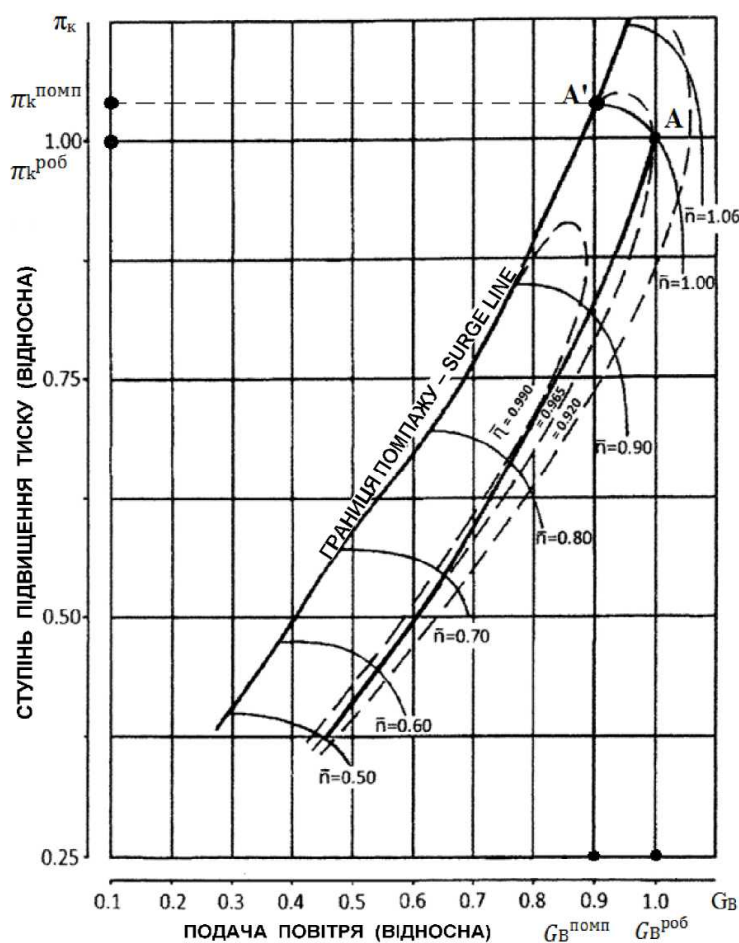


Рис. 1 - Визначення запасу стійкості ГТК типу NA і СДВЗ MAN – B&W

$$K_{уст} = \left(\frac{G_B^{роб}}{G_B^{помп}} \cdot \frac{\pi_k^{помп}}{\pi_k^{роб}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

де : $\pi_k^{помп}$ і $G_B^{помп}$ – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці перетину лінії постійної частоти обертання компресора (точка А' на рисунку 1) з межею помпажу;

$\pi_k^{роб}$ і $G_B^{роб}$ – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці спільної роботи компресора з дизелем (точка А на рисунку 1).

Мінімальне значення коефіцієнта запасу стійкості при самих несприятливих умовах експлуатації повинен складати 8%. Для двохтактних дизелів Sulzer на номінальному режимі роботи, рекомендується значення $K_{уст} = 15\%$ [2].

Характерні ознаки нестійкої «помпажної» роботи компресора – різкі звукові удари і вібрація корпусу. Експлуатація ГТК в «помпажній» зоні може призвести до зачіпання ротора об статор, поломки робочих лопаток турбіни і компресору, виходу з ладу підшипників. Тому експлуатація двигуна на такому режимі, коли виникає «помпаж» компресору, неприпустима. На основі

аналізу показників роботи двигуна і ГТК (температура випускних газів, тиск наддуву, частота обертання) необхідно встановити причину «помпажу» і усунути її.

У тих випадках, коли (незважаючи на «помпаж» компресору) неможливо зупинити двигун або навіть зменшити частоту його обертання (проходження судна в вузькостях, штормові умови і т.п.), необхідно перепускати частину повітря повз двигуна, розвантажуючи тим самим опір ПГТ. Для цієї мети необхідно видалити заглушки, які зазвичай встановлені на повітрозбірних пристроях компресорів, і відкрити крани на охолоджувачі повітря і ресивері продувного повітря. При цьому слід спостерігати за температурою випускних газів перед турбіною, щоб вона не перевищила допустиму. Перепуск частини повітря зазвичай дозволяє усунути «помпаж» компресору і забезпечити надійну роботу дизеля.

Висновки

Досвід експлуатації СДВЗ свідчить, що пошкодження ГТК є переважною причиною відмов СДВЗ усіх типів, на долю яких припадає від 18% до 39% від загальної кількості відмов СДВЗ.

Встановлена залежність змін показників надійності СДВЗ, які спричинені пошкодженнями ГТК, в залежності від типу двигуна. Кількість несправностей ГТК, які призвели до відмов СДВЗ, стосовно загальної кількості відмов по СДВЗ, склало: 3% для ВОД, 9% для СОД і до 43% для МОД. Наведені дані свідчать про те, що ГТК, які встановлені на СОД і ВОД, більш надійні в експлуатації, в порівнянні з ГТК встановленими на МОД.

Найчастіше відмови ГТК типів NA і VTR були викликані ушкодженнями роторів, відповідно - 18,3% і 23,3%. Основними причинами ушкоджень роторів і руйнувань підшипників є виникнення значних вібраційних навантажень і наступних відмов ГТК є їх робота в режимі «помпажу» компресору, а також порушення балансування роторів що спричинені експлуатаційними відкладеннями на робочих лопатках, диску турбіни, і колесі компресору.

Встановлено причини виникнення «помпажу» компресорів, які спричинені розузгодженням гідродинамічних характеристик ГТК і ПГТ дизеля. Наведено заходи по усуненню нестійких режимів роботи компресорів ГТК в процесі експлуатації дизелів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калугин В.Н. Анализ опыта эксплуатации газотурбокомпрессоров судовых дизелей. – ООП ОУС, 1989 – 36 с.
2. Межерицкий А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
3. Banisoleiman K., Rattenbury N. Reliability trends, operating issues and acceptance criteria related to exhaust gas turbochargers used in the marine industry//

A classification society view by Lloyd's Register, marine services.- London, 2008.- September. 21-39 p.p.

4. Main Engine Damage Study 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.swedishclub.com>.

5. Main Engine Damage Study 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.swedishclub.com>.

УДК 629.123

Бражник И.Д., рук. к.т.н., проф. Колегаев М.А.
Национальный университет “Одесская морская академия”

Совершенствование системы подачи инертных газов на танкерах

При эксплуатации танкеров во время проведения стояночных операций одним из главных технологических процессов, предваряющих погрузку груза является полная вентиляция грузовых трюмов. В ходе вытеснения воздуха из трюмов достигается главный эксплуатационный результат – снижается концентрации кислорода в объеме трюма до значения менее 8 % от общего объема трюма. При таких значениях концентрации кислорода получаемая микроатмосфера внутри трюма с точки зрения возникновения пожаров или взрывов считается безопасной. Получаемое избыточное давление воздуха в трюме при работе системы препятствует притоку наружного воздуха во внутрь танка.

В соответствии с Требованиями MORPOL технические параметры, которые должна обеспечивать система подачи ИГ определяются следующими значениями:

- концентрация кислорода в ИГ – менее 5 %;
- температура ИГ - менее 65°C при подаче в грузовые танки и менее 50°C при подаче в сухогрузные трюма;
- давление ИГ в точке входа в трюм не менее 0,11 МПа.

Анализ конструктивных размеров грузовых трюмов на танкерах показывает, что они не являются универсальными и при переходе от судна к судну между собой всегда отличаются. По этой причине в нормативных документах отсутствует универсальное требование к производительности системы ИГ. Для решения этой проблемы на танкерах принято одно общее правило – вырабатываемое количество (объемный расход) ИГ должно составлять по своему объему величину равную 125 % от величины объемного расхода судового нагнетательного оборудования используемого при разгрузке судна на режиме максимальной производительности. В ходе опыта эксплуатации танкеров установлено, что такая величина объемного расхода ИГ позволяет заполнять танки с учетом запаса на процесс выветривания из танка определенного объема ИГ.

Для обеспечения всех вышеперечисленных условий, вне зависимости от конструктивного исполнения судна, всегда используется технологический

контур производства и подачи инертных газов (ИГ). Его основными элементами являются:

- генератор инертных газов, который представляет собой отдельный узел сжигания мазутного топлива с целью получения ИГ;
- скруббер, который предназначен для снижения температуры ИГ в ходе процесса теплообмена с охлаждающей водой;
- линии подачи в виде сложного магистрального трубопровода с ответвлениями;
- автоматизированная гидравлическая арматура танков.

Использование на танкерах технологического контура ИГ является обязательным, что начиная с 1978 года регламентируется решением ИМО.

Работа системы подачи ИГ основана на следующем рабочем процессе: в генераторе ИГ производится сжигание мазутного топлива. Получаемые ИГ подаются в скруббер для их очистки от частиц сажи и примесей, а также для снижения температуры до границ рабочего диапазона. После скруббера ИГ по гидравлическим линиям поступают в танки судна, где за счет процесса диффузии и конвективного переноса производится их осаждение на дно трюма с постепенным выдавливанием воздуха в атмосферу.

В зависимости от физико-химического состава воздуха и ИГ процесс вентилизации трюмов всегда ограничен по времени. В настоящее время на такую технологическую вентиляцию обычно выделяется от 8 до 12 часов, что с экономической точки зрения является затратным поскольку ограничивает скорость проведения операций по загрузке нового груза при стоянке судна на причале. По этой причине важным направлением модернизации системы ИГ танкера может выступать интенсификация процессов конвективно-диффузионного переноса ИГ внутри трюма. Одним из решений такой научно-технической задачи может быть использование разветвленного гидравлического контура в котором подача ИГ в трюм осуществляется в виде струй под давлением. Струи могут создаваться как штатной компрессорной системой судна, так и с использованием различных сопловых насадок на раздаточные трубопроводы.

С теоретической точки зрения в рамках модели сплошной среды с масштабами $l \gg \lambda$, где λ длина свободного пробега молекул, движение ИГ в судовом трюме может быть описано уравнением неразрывности

$$\frac{dp}{dt} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

и уравнениями, описывающими свободную конвекцию, когда движение возникает за счет действия силы Архимеда (разности плотностей воздуха и ИГ) в поле действия массовых сил.

Если рассматривать термогравитационную конвекцию уравнение движения ИГ в судовом танке может описываться уравнением вида

$$\rho \left[\frac{d\vec{V}}{dt} + \vec{V} \nabla \vec{V} \right] = -\nabla P + \eta \Delta \vec{V} + \rho g \quad (2)$$

и уравнением, описывающим изменение плотности

$$d\rho = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T dP \quad (3)$$

где ρ – плотность ИГ, кг/м³; t – время, с; V – скорость, м/с; P – давление, Па; η – динамическая вязкость, Па·с; g – ускорение свободного падения м/с².

Система уравнений (1)-(3) должна быть дополнена уравнением, описывающим изменение температуры ИГ при термогравитационной конвекции в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) T = \frac{k}{\rho c_p} \Delta T \quad (4)$$

где k – коэффициент теплопроводности, Вт/(мК); C_p – теплоемкость ИГ при постоянном давлении, Дж/К.

Решение уравнений (1) – (4) в совокупности с начальными и граничными условиями может быть получено на основании различных численных методов. При их анализе был сделан вывод, что наиболее простым и при этом дающим высокую точность получаемых результатов является метод конечных разностей. В этом случае целесообразно использовать неравномерную сетку со сгущением расчетных узлов в сторону границ, моделирующих жесткие стенки судового трюма.

Выводы.

1. Повышение экономических показателей эксплуатации танкеров может быть достигнуто за счет сокращения сроков проведения погрузочных операций. В этом случае одним из путей решения может быть совершенствование системы вентиляции трюмов инертными газами. Сокращение времени, затрачиваемого на вытеснение воздуха из трюмов судна, может быть достигнуто внедрением технологии подачи инертных газов в виде струй под давлением.

2. Основные параметры работы модернизированной системы могут рассчитываться теоретическим путем за счет использования нелинейных дифференциальных уравнений термогравитационной конвекции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. – М.: Мир, 1990. в 2 т.
2. Брюханов О.Н. Шевченко С.Н. Тепломассообмен. Высшее образование. – М.: Издательство Инфра. 2012. – 500 с.
3. Дейнего Ю.Г. Эксплуатация судовых механизмов и систем. – М.: Моркнига, 2008. – 238 с.
4. Международная конвенция MARPOL 73/78.
5. Овчинников И. Н. Судовые системы и трубопроводы. – Л.: Судостроение, 1971. – 296 с.
6. Чиняев И.А. Судовые вспомогательные механизмы. Учебник для вузов водн. транспорта – М.: Транспорт, 1989. – 295 с.

Гудилко Р.Г., Палагин А.Н., рук. д.ф.-м.н., проф. Малахов А.В.
Национальный университет “Одесская морская академия”

Использование струй высокого давления в компрессорной системе судов типа SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT

Главным предназначением судов погружного типа SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT является перевозка нестандартных крупногабаритных и многотоннажных грузов – буровых платформ, судов, цельных заводских железобетонных конструкций и т.п. Основным принципом их работы при приеме на борт нового груза или при его последующей выгрузке является операция погружения или всплытия под уровень или над уровнем морской поверхности.

На судах SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT в качестве основного конструктивного элемента используются технологические балластные танки. В эти танки, по мере необходимости, или подается или отбирается забортная морская вода. Одна из технологий ее подачи использует судовую компрессорную систему. В этом случае при всплытии судна за счет подачи сжатого воздуха в балластные танки находящаяся там вода под давлением выдавливается в отводные линии и сбрасывается за борт судна. Во время грузовых операций, когда судно необходимо опустить под уровень морской поверхности в работу также включаются компрессоры. В трубопроводах, соединяющих клинкеты забортной воды и балластные танки судна они создают разрежение, за счет которого и идет поступление забортной воды в балластные танки. Работа компрессоров дублируется работой системы балластных насосов, которые включаются в работу начиная с определенного уровня наполненности танка.

Основная проблема работе судов погружного типа SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT заключается в поддержании дифферента судна при операциях его погружении или всплытия относительно уровня морской поверхности. При полном заполнении балластных танков в них, практически всегда, наблюдается возникновение паразитных объемов воздуха, которые обычно имеют вид непрерывно движущегося вдоль поверхности воды воздушного пузыря большого, но всегда конечного объема [1]. Максимальное значение таких паразитных объемов воздуха может достигать до 10 % от объема всего танка и загромождать полезное пространство танка в объеме от 360 до 672 м³ соответственно [2]. Движение в балластных танках таких колоссальных воздушных объемов во время качки судна неизменно приводит к его неконтролируемому дополнительному раскачиванию и повышает вероятность наступления аварии. Следует отметить, что амплитуда и направление движения паразитного воздушного пузыря в танке никаким образом не связаны с характеристиками волнения морской поверхности или ветровой нагрузкой на корпус судна и являются самопроизвольными. Фактиче-

ские условия для наступления резонанса, приводящими к перевороту судна всегда остаются не определенными.

Для решения проблемы устранения негативного влияния стационарных или динамически перемещающихся внутри балластных танков воздушных полостей на работу системы погружения или всплытия судна был использован подход базирующийся на принципе гидродинамических неустойчивостей [3]. Известно, что в случае разрушения воздушного пузыря в воде в зоне турбулентного перемешивания на границе раздела всегда должен наблюдаться скачек концентрации воды [4]. Этот скачек всегда возникает на границе сред разной плотности при их движении с ускорением. В применении к решаемой проблеме было выполнено разделение одиночного воздушного пузыря большого размера на ряд мелких и не взаимодействующих между собой воздушных объемов. Разрушение пузыря происходило за счет подачи с верхней части (стрингеров) судового танка струй воздуха под давлением. Они создавались стандартным оборудованием штатной судовой компрессорной системы, которая была модернизирована путем установки дополнительного набора воздухопроводов, которые будут укомплектованы набором ультразвуковых датчиков уровня и системой форсунок, для создания струй.

В большинстве случаев пространственная форма воздушной струи является осесимметричной и текущий радиус ее конусного факела по мере удаления от форсунки может быть рассчитан по выражению [5]

$$r = k\sqrt[3]{x} \quad (1)$$

где k – эмпирический коэффициент, характеризующий нарастание толщины пограничного слоя и лежащий в диапазоне от 0,61 до 0,82; x – текущее расстояние (удаление рассчитываемого сечения от источника струи), м.

Поскольку скорость в ядре постоянна величину провала скорости на оси осесимметричного следа можно определять по выражению вида [5]

$$V_{\text{хоос}} = 1.4\sqrt{4rVx}^{\frac{2}{3}}, \quad (2)$$

а изменение скорости вдоль оси осесимметричного следа [5]

$$\frac{V_{\text{хоос}}}{V} = \frac{1.92}{k^2} \left(\frac{r}{x^{\frac{1}{3}}} \right)^2 \quad (3)$$

К основному технологическому показателю движущейся струи относится угол ее раскрытия на выходе из форсунки. В этом случае именно степень раскрытия факела обеспечивает полноту взаимодействия струи с пузырем и его эффективность его разрушения. Для идентичных условий истечения воздуха из форсунки (рабочее давление, геометрия выпускного канала и т.п.) угол раскрытия струи определяется скоростью ее истечения [84].

Зависимость угла раскрытия от входной скорости потока приведена на рисунке 1, где видно, что малые скорости истечения практически не оказы-

вают влияния на получаемый конус струи. При значениях скорости равных от 0 до 12 м/с угол раскрытия струи изменяется в очень узком диапазоне от 0 до 1,27 градуса. значения, превышающие величину 20 м/с. В этом случае как видно на графике каждое изменение входной скорости на величину 5 м/с будет приводить к приращению угла раскрытия конуса струи на 2 градуса.

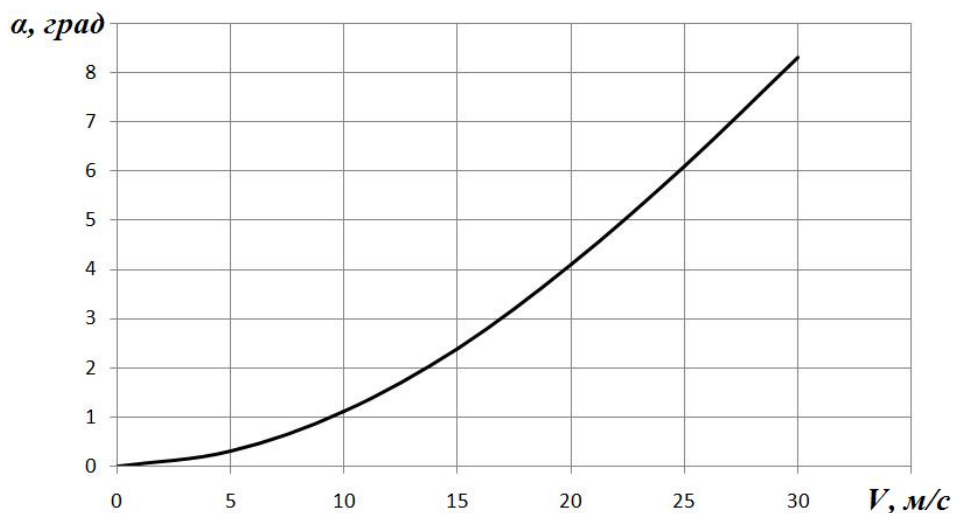


Рис. 1 Влияние скорости на угол раскрытия струи

Выводы.

1. Основная проблема работе судов погружного типа SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT заключается в поддержании дифферента судна при операциях его погружении или всплывания относительно уровня морской поверхности. Возникающие в этом случае воздушные пробки в балластных танках приводит к неконтролируемому дополнительному раскачиванию судна и повышают вероятность наступления аварии. Фактические условия для наступления резонанса, приводящими к перевороту судна всегда остаются не определенными.

2. Одним из путей повышения качества эксплуатации судов погружного типа SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY-LIFT является использование компрессорной системы разрушения воздушных пробок за счет подачи из форсунок струй воздуха под давлением. Основным технологическим показателем такой системы является угол раскрытия струи на выходе из форсунки. Он обеспечивает полноту взаимодействия струи с паразитным пузырем и определяет эффективность его разрушения.

Расчетным путем установлено, что малые скорости истечения практически не оказывают влияния на получаемый конус струи, а самая высокая эффективность имеет место при скорости более 20 м/с.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малахов А.В. Моделирование процесса разрушения воздушных пузырей при заполнении замкнутых объемов / Малахов А.В., Палагин А.Н., Мас-

- лов И.З. // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2017. – № 2(61). – С. 76–83.
2. Палагин А.Н. Метод устранения воздушных пробок внутри балластных танков. Науковий вісник НЛТУ України. – 2017. – № 27 (5). – с. 109–113.
 3. Халипа В.М., Вамболь С.О., Міщенко І.В., Прокопов О. В. Технічна механіка рідини і газу. – Х.: НУЦЗУ, 2012. – 224 с.
 4. Мешков Д.Е., Мешков Е.Е., Сиволгин В.С. Исследование влияния объема всплывающего пузыря на характер течения. Вестник Саровского ФизТеха, № 8, – 2005 г., с. 68–73.
 5. Абрамович Г.М. Теория турбулентных струй. М. Гос. Изд-во физ.-мат. Лит-ры. 1960., 715 с.

УДК 629.5.064:621.436

Паньків Є.В., рук. к.т.н., доц. Логішев І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Контроль технічного стану форсунки суднового дизеля тепловим методом

На сьогоднішній день в зв'язку з широким застосуванням дизельних двигунів в енергетиці флоту, судноплавні компанії зацікавлені в постійному поліпшенні їх технічного обслуговування.

Теплонапруженість [1] є одним з показників стану судових технічних засобів (СТЗ), яка потрібна для забезпечення надійності двигунів і установок в тому числі за рахунок використання методу ТО (технічного обслуговування) за станом [2], тому що надає визначальний вплив на інтенсивність зношування і в результаті - на ресурс і економічність судових дизелів.

Якщо раніше дослідження теплонапруженості були спрямовані, головним чином, на забезпечення надійної і довговічної роботи деталей поршневої групи, кришок циліндрів і клапанів, при відносно меншій увазі до інших вузлів дизелів, то в міру зростання їх форсування все більшої уваги вимагає тепловий стан паливної апаратури.

Мета роботи полягає в дослідженні методів підвищення безпеки експлуатації суднового дизеля шляхом використання науково обґрунтованих рішень, спрямованих на вдосконалення методів і засобів безрозбірного теплового діагностування паливної апаратури судових двигунів.

Завданнями теплотехнічного контролю є визначення основних експлуатаційно-технічних показників механізму, аналіз показників, отриманих при випробуванні, для підтвердження оцінки технічного стану СДВЗ [3].

Методикою оцінки служить вимір температурного стану поверхні дизеля та його вузлів. Перевірка технічного стану паливної апаратури в судових

умовах може бути проведена під час роботи шляхом спостереження за змінами температури в різних режимах.

Однак, постачання всіх механізмів, що піддаються нагріванню і необхідних періодичної перевірки, що знаходяться по всьому машинного відділення у величезній кількості, коштувало б на сьогоднішній день великих фінансових витрат. У зв'язку з цим застосовують пірометри і тепловізори, які можуть бути використані в роботі з різними агрегатами.

Технічна характеристика і вартість приладів дозволили запропонувати найбільш раціональні області їх застосування [4]:

- Термографи - для дослідження динаміки зміни теплового стану, наприклад, при виборі швидкості навантаження нових типів дизелів.

- Пірометри (рис. 1, а) - для постійного використання в суднових умовах.

- Тепловізори рис. 1, б - для періодичного використання в теплотехнічних партіях відповідно до графіка перевірки технічного стану і обслуговування дизелів та інших елементів СЕУ, наприклад, на початку і кінці навігації (до і після ремонту) або після заміни обладнання.



а. Пірометр.



б. Тепловізор

Рис. 1 - Прилади теплового контролю стану СТЗ.

Для проведення експрес-оцінки технічного стану паливної апаратури [5] в експлуатаційних умовах необхідні прилади, які не потребують для аналізу результатів діагностування зупинки і розбору двигуна або іншого механізму в присутності висококваліфікованого персоналу. Для виконання подібних дій над агрегатами підходить метод теплотехнічної оцінки стану.

Основним приладом, який використовується під час такого методу є тепловізор або пірометр. На рис. 2 показана тепла картина дизель-генератора яка дозволяє по рівню температури та динаміці її змінювання оцінювати стан вузлів дизеля.

Подібний вид неруйнівного контролю, заснований на реєстрації змін теплових полів або температурних полів, викликаних дефектами, дозволяє своєчасно виявити пошкодження та провести технічне обслуговування.

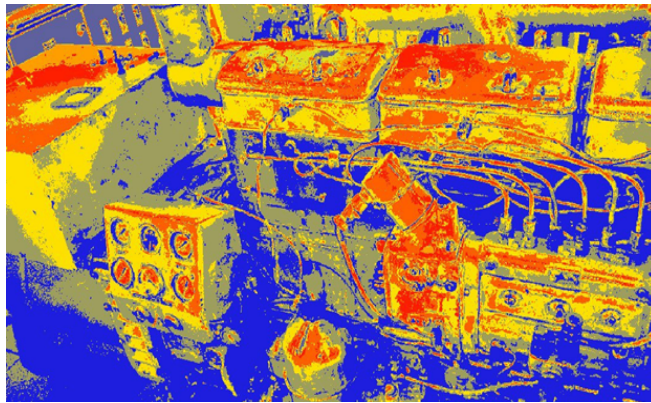


Рис. - 2 Теплотехнічна оцінка стану дизель-генератора за допомогою тепловізора.

Для постійного контролю теплового стану обладнання в машинних приміщеннях кожного судна доцільно застосування термографів і інших пристроїв визначення теплового стану, що дозволяють забезпечити дистанційне вимірювання температури, перш за все в тих точках на поверхні обладнання, де вона досягає максимальних значень.

Таким чином:

- збільшення потужностей СЕУ і складність конструкцій призводить до зростання температур і теплових напружень в їх елементах, що вимагає створення нових методів їх теплового діагностування;
- обґрунтовано методи і обрано засоби теплового діагностування вузлів судових дизелів (теповізор, пірометр, термографи);
- прилади теплотехнічного оцінювання дозволяють своєчасно виявити несправності вузлів судового дизеля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Возницкий И.В., Чернявская Н.Г. Судовые двигатели внутреннего сгорания – М.: Транспорт, 2009г.
2. Комплексна система технічного обслуговування і ремонт судов. (РД31.20.50-87) – М.: Мортехинформреклама, 1987г.
3. Дьяченко В.Г., Теория двигателей внутреннего сгорания - М.: Двигателестроение. 2009г.
4. Белоусов Е.В., Топливные системы современных судовых дизелей – М.: учебное пособие. 2016г.
5. Биргер И. А. Термопрочность деталей машин И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, И. В. Демьянушко — М.: Машиностроение, 2008г.

Поляков П.П., кер.доц. Небеснов В.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Економічний режим ходу судна як наслідок підвищення енергоефективності пропульсивного комплексу

Нині проблема економічності займає одно з провідних місць в морській галузі. Але не слід забувати і про екологічність мореплавання, яка також має вагоме значення. У статті основною метою досліджень стала розробка і розвиток теоретичних положень підвищення економічності і надійності роботи пропульсивного комплексу судна за рахунок його експлуатації на часткових режимах, що зрештою підвищує безпеку і екологічність мореплавання. Для визначення найбільш оптимального режиму роботи головних двигунів як з боку їх технічної експлуатації, так і з боку енергоефективності, необхідно розглянути усі можливі режими.

У розвиток екологічних вимог до морських судів міжнародна морська організація прийняла поправки до Додатка VI, згідно з якими судна, побудовані з 01.01.2013 повинні відповідати вимогам по обмеженню викиду вуглекислого газу CO₂. З цією метою при проектуванні нових судів визначається конструктивний коефіцієнт енергоефективності (EEDI - Energy Efficiency Design Index). Метою введення EEDI є підвищення ККД енергетичної установки і зниження тим самим витрати палива і прямо пов'язаних з ним величин викиду в атмосферу вуглекислого газу і інших екологічно шкідливих речовин. Для старих судів рекомендується також визначати експлуатаційний показник енергоефективності судна (EEOI - Energy Efficiency Operational Indicator), який визначається як маса вуглекислого газу, що виділяється енергетичною установкою судна, ділена на тонну-милю перевезеного вантажу.[1]

На окремих етапах експлуатації судна, коли маса вантажу, що перевозиться, не змінюється, може бути підрахований поточний експлуатаційний показник енергоефективності $g\text{ CO}_2/(t^*\text{миль})$:

$$EEOI = \frac{FC \cdot Cf}{M_{\text{cargo}} \cdot D},$$

де FC-маса палива (г), витраченого енергетичною установкою в рейсі;

Cf-коефіцієнт, визначуваний сортом і складом палива;

M_{cargo}-маса вантажу (т), що перевозиться;

D-відстань в рейсі відповідно (миль);

Виходячи з проведених розрахунків і порівнянь можна говорити, що будь-які заходи, спрямовані на зменшення експлуатаційної витрати палива СЭУ, сприяють не лише зниженню викиду вуглекислого газу, але і абсолютної маси оксидів азоту і сірки, що викидаються в атмосферу.

При експлуатації судів бувають періоди тривалої роботи зі зниженою потужністю і швидкістю. Такі режими називаються режимами економічного

ходу. На відміну від режиму повного ходу, витрати палива на одиницю транспортної продуктивності судна на режимі економічного ходу зменшуються. Зниження витрати палива від використання режимів економічного ходу пояснюється кубічною залежністю голювальної потужності від швидкості, а отже, і близькою до неї зміною витрати палива.[2]

Слід враховувати додаткові технічні обмеження на швидкість, які обумовлені необхідністю в умовах тривалого режиму забезпечити надійну роботу системи утилізації і виключити інтенсивне нагароутворення в циліндрах, вихлопних трактах при потужності нижче 40% від номінальної. Для вибору ефективного економічного ходу слід визначити коефіцієнт зниження швидкості і пов'язані з ним відносні путні витрати. Основою для виведення розрахункових залежностей є поточна шляхова витрата палива, представлена як сума витрат на головний двигун і допоміжне споживання. Таким чином, якщо на початковому режимі повного ходу відома доля витрати палива на головний двигун, то визначення швидкості економічного ходу буде можливим по відповідних формулах.

Обмеження тривалої мінімальної потужності головного двигуна на рівні 35% від її номінального значення визначає мінімальну відносну швидкість судна (відмічена лінією 1 на рис.1). При цій швидкості судна найбільше зниження питомої витрати палива має місце $X_0=1$, при якому витрата зменшується на 50 %. Враховуючи проведені спостереження, повна утилізація тепла головного двигуна на режимах мінімальної потужності проблематична, особливо для установок з головними мало обертовими двигунами (включення електроприводних повітродувок). Виходячи з цього, можливе зниження питомої путньої витрати складає не більше 40%. Але при вказаному обмеженні мінімальної тривалої потужності головного двигуна, для призначення режиму максимально можливого зниження питомої путньої витрати палива нам досить понизити швидкість судна до 0,71 від проектної швидкості. Не варто також забувати про інші чинники, які впливають на величину оптимальної швидкості по прибутку судна : тариф на перевезення вантажу, ковзання гвинта, питома ефективна витрата головного і допоміжного двигунів, витрати енергії на підігрівання вантажу, вартість циліндрової олії, рівень навігаційних витрат.[3]

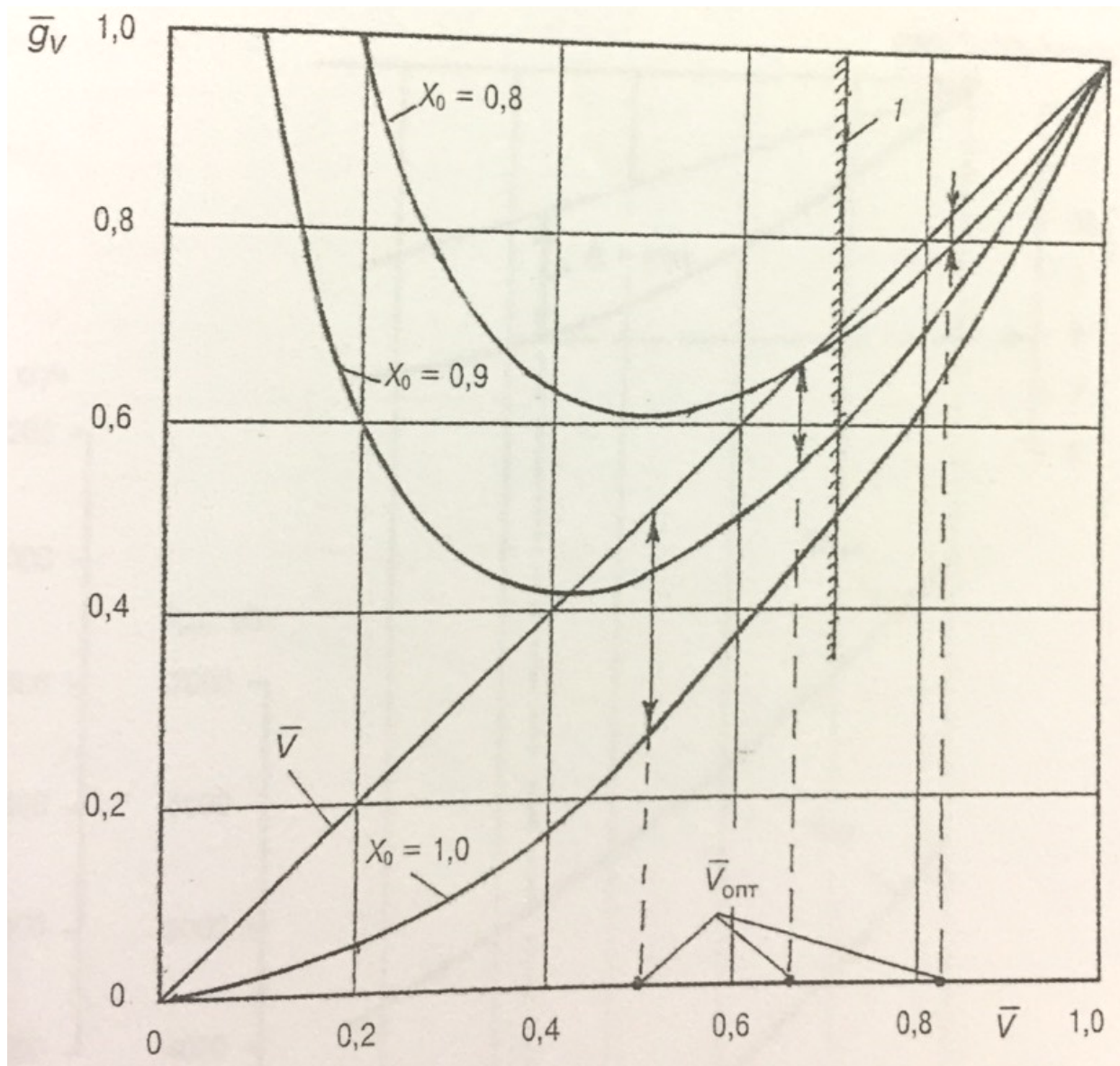


Рис.1 Залежність відносної пальної витрати від зміни швидкості

Якщо є навігаційна і комерційна можливість зменшити хід судна, коли відомо, що в порту призначення доведеться стояти на рейді в очікуванні черги розвантаження-вантаження, доцільно перейти на економічний режим роботи двигуна. В цьому випадку не лише економиться паливо, але і зменшується механічна і теплова напруженість двигуна, зберігається його ресурс і відповідно зменшуються експлуатаційні витрати на ремонтні і відновні роботи. З обростанням корпусу або зміною метеорологічних умов гвинтова характеристика міняється, тому економічні показники паливовикористання можуть бути ще більші. Проте при значному опорі руху судна, особливо в складній метеорологічній або навігаційній обстановці, питання про економію палива тимчасово втрачає свою актуальність на користь інших, істотніших міркувань.[4].

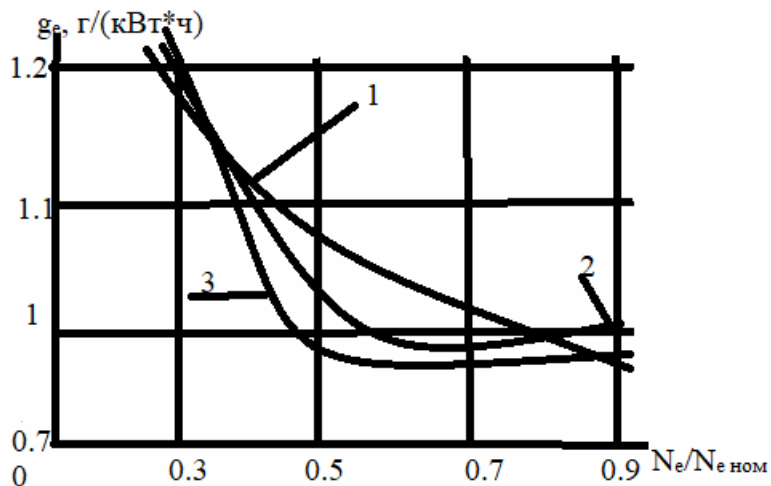


Рис.2 Залежність питомої витрати палива від навантаження для головних двигунів різних марок: 1- RTA84C, 2- PIELSTICK8PC2-5L, 3-MAN B&W/K90MC

На рис.2 показана залежність питомої витрати палива від навантаження для головних двигунів, виходячи з цього можна робити висновок, що графіки мають велику відмінність друг від друга із-за різних потужностей і витрат.[5]

Значний вплив на протікання робочого процесу робить стан газовипускного тракту. Занесення поверхонь нагріву котла утилізації призводить до зростання противотиску на випуску за турбіною, падінню її потужності, зниженню витрати повітря на двигун, підвищенню температури випускних газів. У проточній частині компресора відкладення на стінках призводять до підвищених втрат на тертя, що служить причиною зниження ККД і може викликати помпаж компресора. В процесі експлуатації ККД турбокомпресора зменшується не лише внаслідок зниження ККД газової турбіни із-за накопичення продуктів неповного згорання і відкладення нагари, але і внаслідок ушкодження лопаток уламками поршневих кілець або частками твердого коксу. Частіше причиною зниження тиску і витрати повітря є забруднення компресора.[6]

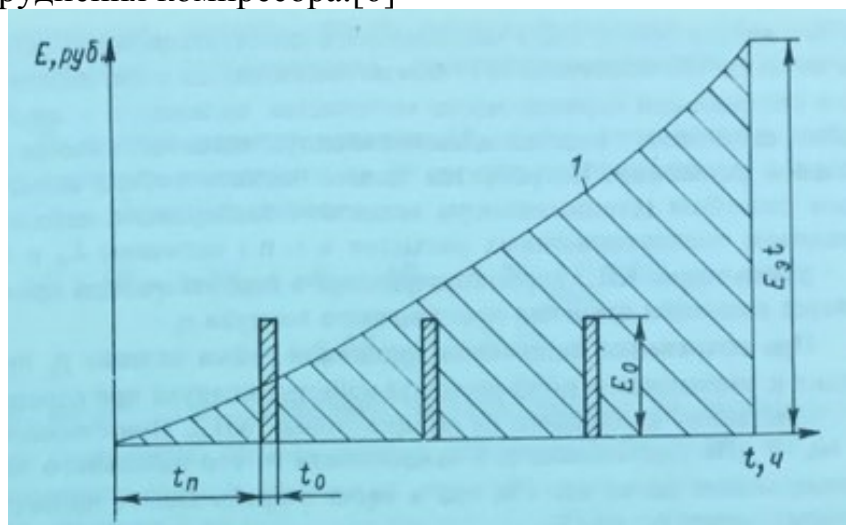


Рис.3 Схема зміни експлуатаційних витрат, пов'язаних з очищенням турбокомпресора, де t_n - час між очищеннями турбіни; t - заданий період експлуатації ГД; E_0 - експлуатаційні

втрати; E_3 - питомі втрати, пов'язані із забрудненням ТК, що доводяться на 1 г експлуатації.

На рис.3 показана зміна експлуатаційних втрат залежно від очищення турбокомпресора, враховуючи загальні втрати, час між очищеннями турбіни і питомі втрати.

Важливе значення має температура повітря на вході в циліндр. У першому наближенні зниження температури повітря на кожні 10 °С до 35-45 °С може значно зменшити питому витрату. Збільшення опору продувально-випускних трактів внаслідок відкладень в першу чергу відбивається на величині коефіцієнта наповнення двигуна.[7]

По закінченню проведеної роботи можна зробити наступні висновки:

- мінімізація питомої путньої витрати палива за рахунок зниження швидкості судна забезпечує найбільшу енергоефективність судна;

- на прикладі пошуку оптимальних експлуатаційних режимів руху судів показана актуальність досліджень про оптимізацію робочих параметрів судових дизелів на режимах малих потужностей;

- для досягнення максимально можливого зниження показника ЕЕОІ рекомендується встановити мінімально допустиму потужність головного двигуна відповідно до інструкції з його експлуатації;

- режим роботи судна з оптимальною швидкістю ходу по питомій путній витраті палива забезпечує максимальний прибуток на одиницю транспортної роботи, обмежуючим чинником при цьому є зниження ефективної потужності головного двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В., Камкин С.В. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок. Учеб. для вузов. Морской транспорт, 1996. 432с.
2. Камкин С.В. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизельных установок на основе утилизации и выбора режимов работы. М.: "Мортехинформреклама", 1989. 53с.
3. Капитонов И.В. Совершенствование технической эксплуатации морских судов. Морской транспорт, 1986.88с.
4. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. Морской транспорт, 1987. 223с.
5. Овсянников М.К. Петухов В.А. Эффективность топливоиспользования в судовых дизельных установках. Судостроение, 1985. 96с.
6. Гинда О.П. Повышение эффективности топливоиспользования главных среднеоборотных двигателей балкеров при эксплуатации на частичных нагрузках: Дис. док. техн. наук. Н.,2009.105-113с.
7. Горелик Г.Б. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей при работе на частичных режимах: Дис. док. техн. наук. Х., 1999.210-223с.

Семенюк В.О., к.т.н., доц. Небеснов В.В.
Національній університет «Одеська морська академія»

Вплив хвилювання на роботу пропульсивного комплексу судна

Одним з основних завдань експлуатації суднових двигунів передбачається забезпечення режиму його тривалої і надійної роботи при різних навантаженнях, що залежать від умов плавання.

Відомо, що в різноманітних умовах плавання судна режим роботи ГД може істотно змінюватися в залежності від опору середовища руху судна, викликаним зміною осадки, обростанням корпусу і гвинта, мілководдям, погодними умовами, тощо.

Традиційно судна проектуються для роботи на спокійній воді, через недостатність теоретичних даних для врахування хвилювання. Врахування погодних умов проводиться додаванням до необхідної потужності деякого запасу, що становить зазвичай 15-25% від потужності, необхідної в штильових умовах. Флот може бути більш енергоефективним якщо враховувати при проектуванні морехідність і роботу двигуна при хвилюванні шляхом точного розрахунку необхідного запасу потужності.

Взаємодія корпусу судна, гребного гвинта і головного двигуна у складі пропульсивного комплексу має певні особливості щодо головного двигуна і призначення режиму його роботи в різноманітних умовах плавання [1].

Для дослідження хвильового впливу на пропульсивний комплекс були використані: математична модель судна MOERI KVLCC2 [2], і математична модель двигуна Wartsila 8RT-flex68D. Для математичної моделі даного судна не вказано специфікаційні двигун, тому вибір математичної моделі двигуна заснований на її доступності, а дані про робочі параметри двигуна вказані на сайті виробника (WARTSILA, 2014 року). Математичні моделі двигуна і гребного гвинта були об'єднані і використані спільно. Змінні в часі збудження і частота обертання валу є входними величинами до математичної моделі гвинта, яка визначає упор гвинта і обертаючий момент.

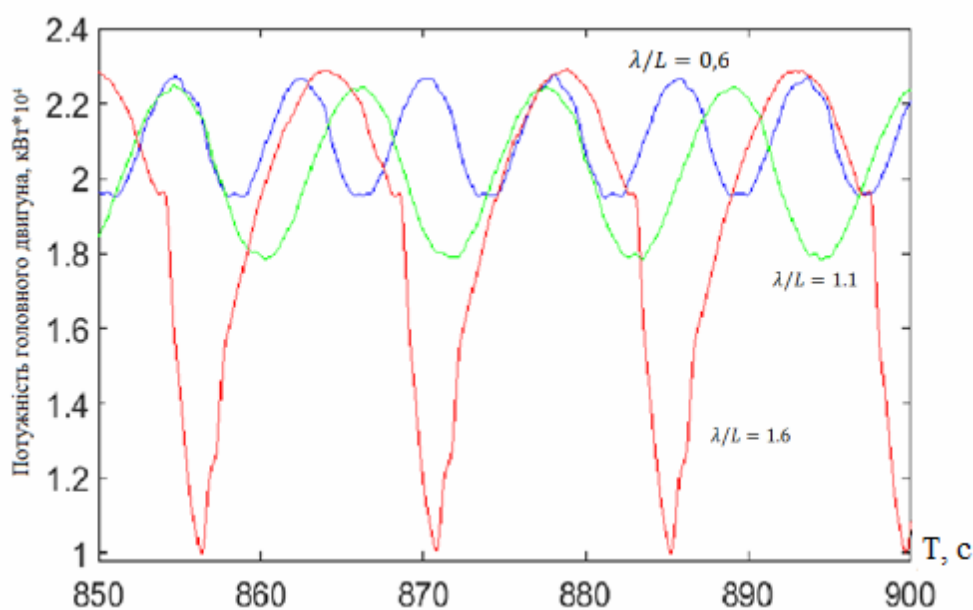
Аналіз дослідження даної математичної моделі підтвердив, що обертаючий момент різко падає, як тільки гвинт починає виходити з води і частота обертання гвинта починає збільшуватися, мінімум обертаючого моменту і максимум в частоті обертання спостерігаються, коли глибина занурення гвинта мінімальна (максимальна частина гребного гвинта виходить з води) - в цій точці потужність починає падати, досягаючи свого мінімуму при повному зануренні гвинта, що дозволяє судити про правильність наведеної математичної моделі.

Подальше дослідження було проведено для випадків набігаючих з різних напрямків хвиль з трьома різними довжинами ($\lambda = 0,6$ довжини корпусу судна, $\lambda/L = 1.1$ і $\lambda/L = 1.6$) і з трьома різними амплітудами (3м, 4м, 5м).

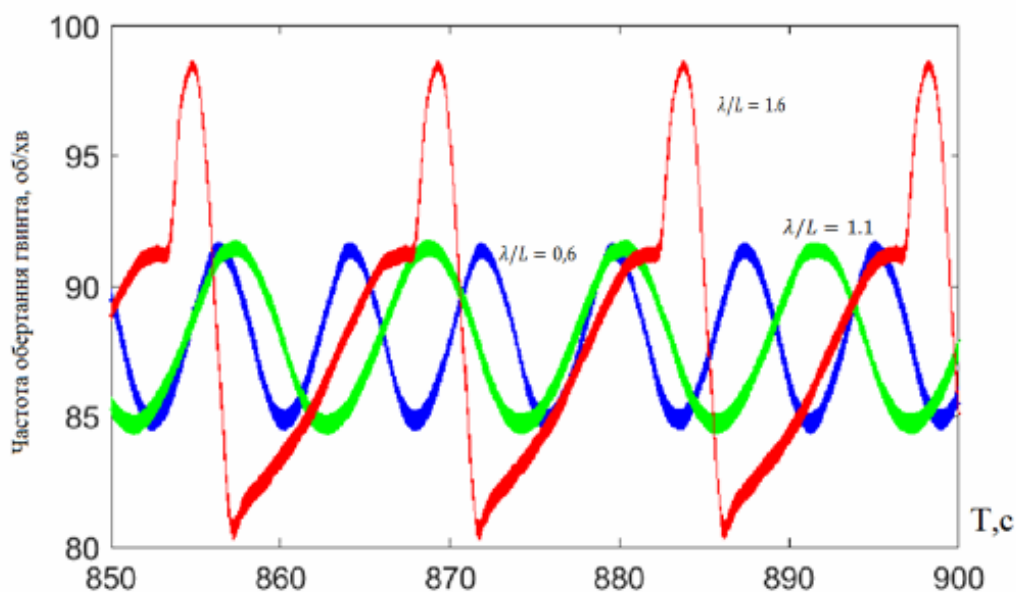
З порівняння коливань потужності головного двигуна і частоти обертання гвинта (мал.1) випливає, що коливання потужності при хвильових

умовах $\lambda/L = 1.1$ більше, ніж для випадку $\lambda/L = 0,6$. Це пояснюється тим, що більш крупні хвилі досягають гвинта без значного зниження амплітуди. У випадку $\lambda/L = 1.6$ різке збільшення частоти обертання гвинта спостерігається при оголенні гвинта (мал.2), що викликає різке зменшення обертаючого моменту і потужності (мал.1).

Робота двигуна в штормову погоду протікає при змінних частотах обертання і навантаження, внаслідок зміни упору і моменту гвинта, що обумовлюється в числі іншого впливом стану моря і зміною заглибленості гвинта. Стан двигуна при цьому характеризується змінними в часі механічними і тепловими навантаженнями і режими роботи судна є несталими.

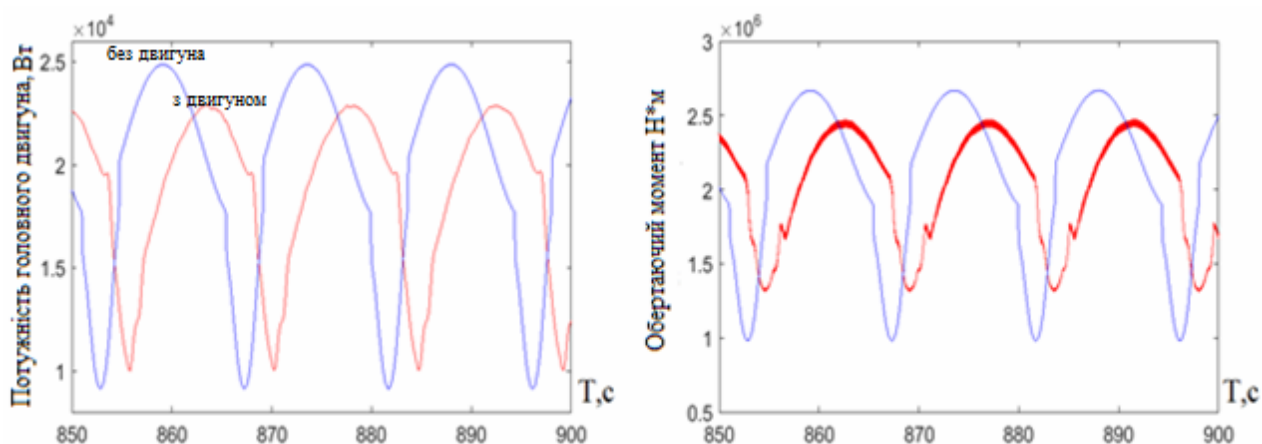


Мал.1 Вплив хвилювання на коливання потужності головного двигуна



Мал.2 Вплив хвилювання на частоту обертання гвинта

Оскільки важко відокремити ефекти додаткового опору від нестационарної динаміки гвинта-двигуна і зміни впливу збудження, перший набір розрахунків проводився з математичною моделлю двигуна, а другий набір розрахунків проводився без неї. Ефекти руху судна і хвилювання були враховані, як і втрати упору і обертаючого моменту. Швидкість гвинта підтримувалася постійною. Потужність двигуна розрахована просто як множення обертаючого моменту на частоту обертання валу. Відмінності в розрахунках з двигуном і без нього обумовлюються динамікою спільної роботи двигуна і гвинта.



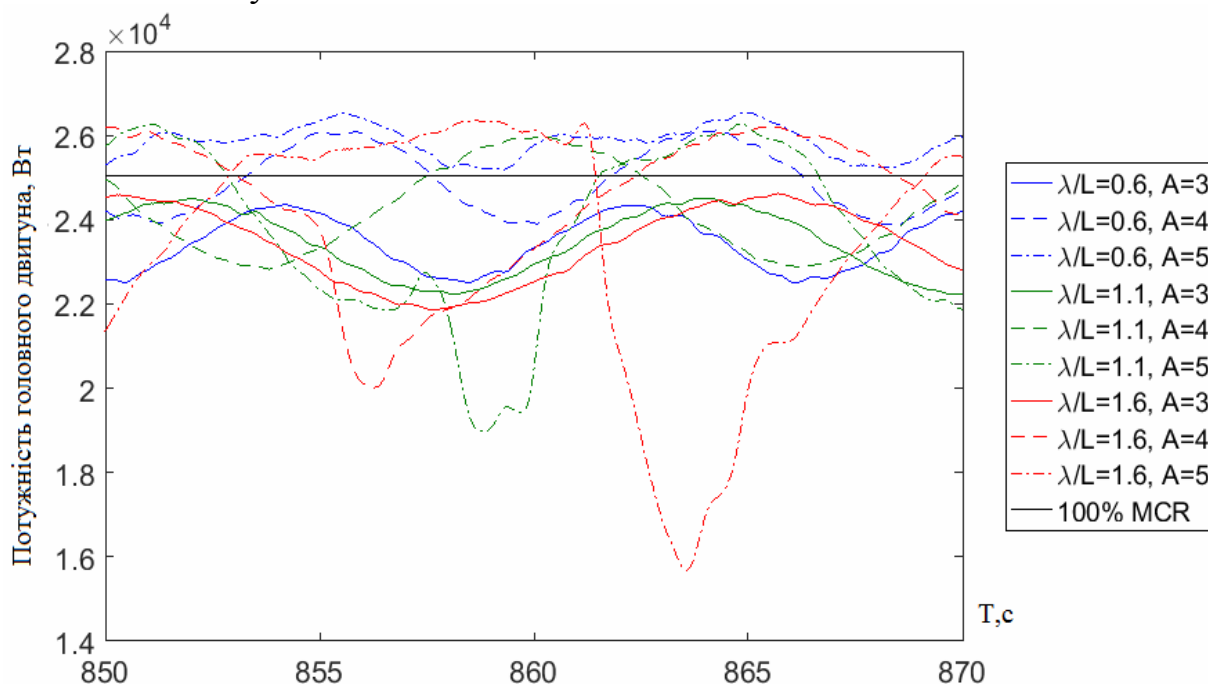
Мал.3 Зміна потужності і обертаючого моменту при хвилюванні амплітудою 5м і довжиною хвилі $\lambda = 1.6 L$

Встановлено, що зміни в необхідній потужності для подолання хвильового опору, для наборів розрахунків без моделі двигуна і з нею, мінімальні, за винятком носового перетину хвиль, або набігання їх з корми. У цих двох випадках двигун працює ближче до 100% потужності, де система управління намагається стримати двигун, обмежуючи подачу палива. Цей ефект, відсутній в розрахунках без моделі двигуна, призводить до різних величин необхідної потужності головного двигуна.

Розглянуто дослідження розрахунку без включення математичної моделі двигуна, без урахування змін упору і обертаючого моменту, з метою встановлення важливості цих показників. Такий метод розрахунку має схожість з традиційними розрахунками для аналізу впливу хвилювання на пропульсивний комплекс, що враховують тільки додатковий опір. У більшості випадків швидкість судна більше, ніж в розрахунках без математичної моделі двигуна, що включає хвилювання і втрати упору і обертаючого моменту. З порівняння цих випадків слідує, що передбачена швидкість судна в наборах розрахунків без математичної моделі двигуна вище, ніж в наборах розрахунків з математичною моделлю двигуна, що дозволяє судити про стримуючий вплив двигуна.

Зміну потужності головного двигуна при наявності хвилювання з урахуванням додаткового опору розглянуто на малюнку 4. На малюнку

видно, що явище оголення гвинта спостерігається при хвильових умовах $\lambda/L = 1.1$ і $\lambda/L = 1.6$ і амплітуді, рівної 5м. Дане дослідження істотно полегшує передбачення показників спільної роботи пропульсивного комплексу. За допомогою даних про хвильову активність і розрахунків наведеної математичної моделі можна передбачити в яких районах плавання хвильовий фронт негативно позначиться на роботі двигуна, викликаючи пульсації потужності високої амплітуди, що безсумнівно негативно впливає на стан деталей ЦПГ і головного двигуна в цілому, так як статистика аварій по задирам поршнів свідчить про те, що їх більшість приходить на штормові умови [4]. За наявності таких даних можна, обираючи маршрут, передбачити виникнення некалендарного зносу деталей головного двигуна, чи навпаки, зберегти головний двигун у його теперішньому стані, обравши більш спокійні умови плавання.



Мал.4 Зміна потужності з урахуванням додаткового опору

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Завьялов А.А., Голиков А.А., Логишев И.В. Режимы работы дизельных установок в составе судовых пропульсивных комплексов // Одесса: ОНМА, 2008-96 с.
2. http://www.simman2008.dk/KVLCC/KVLCC2/kvlcc2_geometry.html
3. Bhushan Taskar. The Effect of Waves on Marine Propellers and Propulsion, 2017
4. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей: Учебник для вузов – М.: Транспорт, 1990. – 344с.

Самойленко А.С., рук. доц. Солодовников В.Г.
Национальный университет «Одесская морская академия»

Повышение эффективности топливоподготовки путем использования системы ALFA LAVAL PUREDRY

Вопрос снижения энергетических затрат сегодня – это проблема номер один в любом цивилизованном обществе. Расходы на топливо и ремонт двигателя внутреннего сгорания составляют значительную часть бюджета.

На сегодняшний день улучшение качества топливоподготовки – одно из реальных направлений рационального использования нефтяного топлива, повышения экономичности и экологической чистоты судовых энергетических установок

Требования к эффективности подготовки топлив формируются с учетом типа СЭУ, условий ее эксплуатации, надежности и экономичности, типа судна и сроков его службы. Для поддержания надежности энергетического оборудования, находящегося в контакте с топливом или с продуктами его сгорания, необходимо обеспечивать:

- удаление из топлива примесей (или снижение их общего содержания), вызывающих изнашивание деталей и узлов;
- поддержание требуемого физического состояния топлива для его эффективной подачи топливной аппаратурой;
- поддержание необходимого структурного состояния топлива для подготовки без потерь его горючей части и более полного сгорания.

Качественная очистка топлива от механических примесей и воды осуществляется сепараторами, работающими по одноступенчатой или двухступенчатой схеме в режиме пурификации. Время работы сепараторов определяется суточной потребностью в топливе. После одноступенчатой сепарации средне- и высоковязких топлив содержание воды в них должно быть не более регламентированного ОСТ 15.360-86 [5]:

- топливо дизельное Л – 0,05 %;
- топливо моторное ДТ и ДМ – 0,20 %;
- мазут флотский Ф12 и мазут топочный – 0,50 %.

При превышении указанных значений содержания воды в топливе необходимо проводить двухступенчатое сепарирование. Его же в режиме пурификации следует проводить и в тех случаях, если наблюдаются частые отказы топливной аппаратуры, вызванные высоким содержанием механических примесей и смол в топливе. Выбор производительности сепараторов и температуры подогрева топлива перед сепарированием производится по номограмме в соответствии с рис.1.

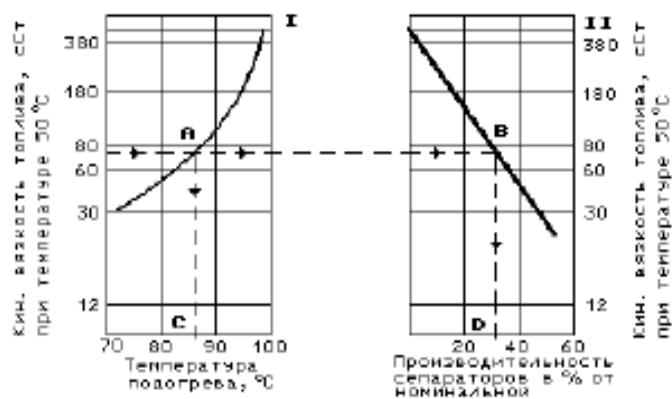


Рис. 1. Определение температуры подогрева топлива перед сепарированием (I) и производительности сепаратора (II)

Температура подогрева топлива, подаваемого в сепаратор, определяется его вязкостью. Температура подогрева средне- и высоковязких топлив перед сепарированием должна быть не более 95–98 °C во избежание нарушения водяного затвора. Для маловязких топлив температура подогрева не должна превышать 35–40 °C. Наибольшая рекомендуемая производительность сепаратора также зависит от вязкости топлива. Рекомендуемые производительность сепаратора и температура подогрева топлива представлены в табл. 1

Табл. 1

Вязкость жидкости, сСт, при 50 °C	Температура жидкости, °C	Производительность, % от номинальной
менее 30	70–98	62
40	80–98	62
60	80–98	47
100	90–98	45
180	90–98	31
380	98	26
460	98	22
600	98	

Интервалы между выпусками грязи из сепаратора устанавливаются экспериментально. Слишком большие интервалы между разгрузками могут привести к уплотнению осадка в барабане. Уплотненный осадок в процессе разгрузки может распределяться неравномерно, что может вызвать разбаланс барабана сепаратора. Рекомендуемые временные интервалы между автоматической разгрузкой барабана сепаратора типа MMPX-304 фирмы «Alfa-Laval» указаны в табл. 2

Табл. 2

Топлива	Рекомендуемые интервалы между разгрузками, ч
Дистилляты с вязкостью 1,5–6 сСт при 40 °C (MGO)	4
Морские дизельные топлива с вязкостью до 13 сСт при 40 °C (MDO)	2
Тяжелые топлива (IFO)	0,5

Если при осмотре установлено, что грязевое пространство сепаратора чистое, то интервалы между разгрузками могут быть увеличены. Тем не менее, превышать максимальные интервалы, установленные изготовителем, не допускается. Если грязевое пространство загрязнено, то интервалы между разгрузками должны быть укорочены. Сепаратор должен регулярно осматриваться, особенно в том случае, если изменялись сроки между разгрузками.

Когда две несмешивающихся жидкости (топливо и вода) находятся во вращающемся барабане сепаратора, между ними образуется цилиндрическая поверхность раздела. При правильной настройке сепаратора эта поверхность должна располагаться за пределами комплекта тарелок как можно ближе к периферии барабана. Поверхность раздела перемещается внутрь комплекта тарелок при уменьшении плотности, вязкости или расхода топлива или масла, а также при повышении его температуры. При этом качество очистки ухудшается. В противоположных случаях поверхность раздела будет перемещаться наружу от периферии барабана, в результате чего может быть нарушен водяной затвор. Для установки затвора в правильное положение необходимо:

- правильно выбрать диаметр гравитационного диска в соответствии с плотностью жидкости, ее вязкостью и расходом. Правильно подобранным считается наибольший диск, который может использоваться без нарушения водяного затвора;
- обеспечить постоянный расход жидкости через сепаратор;
- поддерживать постоянную температуру жидкости в процессе сепарирования.

На рис. 2 показана номограмма для выбора диаметра гравитационного диска сепаратора ММРХ-304 фирмы «Alfa-Laval»

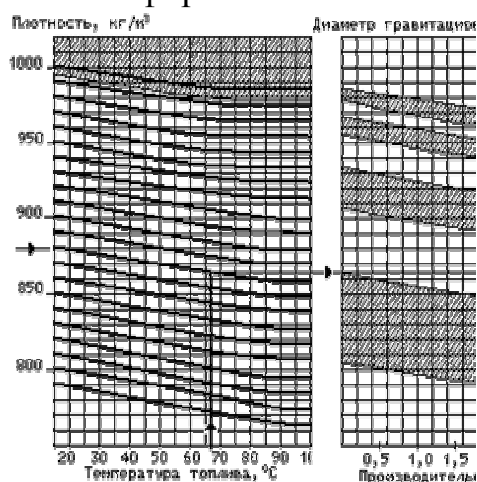


Рис. 2 Номограмма для выбора диаметра гравитационного диска сепаратора типа ММРХ-304

Подобные номограммы или таблицы содержатся в инструкциях по обслуживанию сепараторов. Определение диаметра гравитационного диска при помощи этой номограммы производится следующим образом. На левой части номограммы выбираются кривая, соответствующая плотности сепарируемого топлива при 15 оС (60 оF), и требуемая температура подогрева. Из точ-

ки пересечения кривой плотности и вертикалью, проведенной через шкалу температур, в сторону правой части номограммы направляют горизонтальную прямую. Через отложенную на ординате правой части номограммы оптимальную производительность сепаратора восстанавливают перпендикуляр до пересечения с горизонтальной прямой. Точка пересечения определит требуемый диаметр гравитационного диска.

Качество очистки топлива будет выше, если будет использоваться гравитационный диск как можно большего диаметра, не разрушающий водяного затвора и не вызывающий появления эмульсии в выходящей воде. Номограмма, показанная на рис. 2.3, построена в предположении, что в топливе присутствует пресная вода. Наличие в топливе морской воды может потребовать использования гравитационного диска с большим диаметром, чем определенный по номограмме. Окончательно требуемый диаметр диска уточняется опытным путем.

Согласно документу Международной морской организации (ИМО) MERC.1/Цирк. 642, касающемуся рекомендаций относительно требований к системам обработки замасленных стоков, использующихся в машинных отделениях и дизельных установках, регенерация тяжелого топлива из отходов нефтепродуктов признана эффективным способом их утилизации и сокращения вредных выбросов. Поэтому, для улучшения эффективности топливоподготовки компания Alfa Laval предлагает устанавливать на суда систему для регенерации тяжелого топлива - PureDry.

Система Альфа Лаваль PureDry

Система Альфа Лаваль PureDry — это высокоэффективная и надежная автоматизированная модульная система, обеспечивающая непрерывное извлечение пригодного для повторного использования тяжелого топлива из отходов нефтепродуктов, образующихся в машинных отделениях судов и помещениях электростанций с дизельными установками. Система PureDry эффективно разделяет отработанные нефтепродукты на три фракции:

- воду с содержанием нефтепродуктов менее 1000 частей на млн (ppm);
- тяжелое топливо с содержанием воды менее 5 %;
- практически полностью обезвоженный шлам, легко размещаемый на судне в виде твердых отходов.

Регенерированное тяжелое топливо возвращается в топливную цистерну для повторного использования. Компактная модульная система проста и удобна в монтаже и эксплуатации и может использоваться в установках различных типов. Интеллектуальные средства автоматизации управления обеспечивают высокую эксплуатационную гибкость и позволяют адаптировать систему к различным параметрам сырья на входе, что помогает избежать потребления дополнительных объемов технологической воды и выработки дополнительных отходов. При установке второй системы PureDry можно также осуществлять эффективную предварительную очистку замазученных стоков, содержащих, например, отработанное смазочное масло и прочие виды нефтепродуктов, путем их разделения на практически полностью обезво-

женный шлам и воду, пригодную для подачи далее в системы очистки льяльных вод

Особенности и достоинства системы

Повторное использование регенерированного с помощью системы PureDry из отходов нефтепродуктов тяжелого дизельного топлива (HFO) позволяет сократить расходы на горючее примерно на 2 %. Обычно срок окупаемости системы составляет 12 месяцев с момента ввода в эксплуатацию.

Минимальные расходы на обработку и размещение твердых отходов

Система PureDry удаляет из отходов нефтепродуктов максимально возможное количество воды, снижая таким образом расходы на дорогостоящее их размещение на берегу на 99 %. При этом сокращается объем нефтесодержащих отходов, направляемых на дальнейшую обработку в системы очистки льяльных вод.

Увеличение полезной нагрузки

Система PureDry позволяет значительно сократить размеры танков для отходов нефтепродуктов и сточной воды, что ведет к увеличению полезной нагрузки.

Компактная модульная конструкция

Система PureDry выполнена по модульному принципу, что делает ее очень компактной и позволяет монтировать практически в любом месте.

Улучшенные экологические показатели

Регенерация топлива из отходов нефтепродуктов с помощью системы PureDry улучшает экологические показатели деятельности компании за счет снижения его потребления и расходов на сжигание отработанного топлива и, следовательно, сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу и углеродного следа.

Простота эксплуатации и автоматизированное управление

Пуск и остановка системы PureDry осуществляется простым нажатием кнопки. При этом система ведет постоянный мониторинг текущих операций и может быть легко интегрирована в существующие системы прямого или дистанционного управления.

Соответствие требованиям IMO

Система PureDry соответствует требованиям IMO и конвенции МАРПОЛ (док. МЕРС.1/Цирк. 624), где регенерация пригодного для повторного использования тяжелого топлива (HFO) из отходов нефтепродуктов признана надежным способом их утилизации.

Компоненты системы

В комплект поставки системы PureDry входят все компоненты, необходимые для организации регенерации тяжелого топлива из отходов нефтепродуктов. Система состоит из следующих пяти основных компонентов: сепаратора ВХ 50, подогревателя, насосного агрегата, блока дозирования деэмульсификаторов и блока управления.

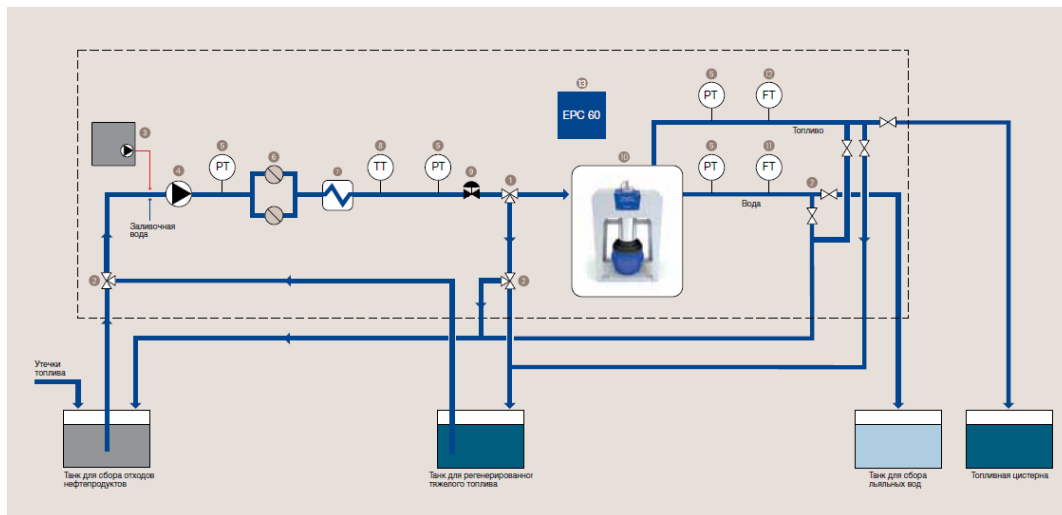


Рис.3 Компоненты системы PureDry

1. Трехходовой клапан направляет нагретый в подогревателе поток в сепаратор.
2. Трехходовые распределительные клапаны распределяют потоки прошедших обработку сред в соответствующие емкости.
3. Блок дозирования деэмульсификаторов повышает эффективность сепарации за счет введения в поток деэмульсификатора Альфа Лаваль.
4. Питательный насос с электродвигателем подает отработанные нефтесодержащие отходы в подогреватель.
5. Датчики давления измеряют уровень давления на входе и выходе и передают данные в систему управления.
6. Двухсекционный сетчатый фильтр задерживает находящиеся в потоке крупные частицы на этапе перед входом в подогреватель.
7. Кожухотрубный подогреватель Повышает температуру подаваемой на обработку жидкости до требуемого значения 95 °С. Датчики температуры измеряют температуру жидкости на выходе из подогревателя и передают данные в систему управления.
8. Клапан постоянного давления обеспечивает поддержание постоянного расхода потока нефтесодержащих отходов вне зависимости от колебаний вязкости.
9. Высокоскоростной центробежный сепаратор ВХ 50 обеспечивает непрерывное разделение нефтесодержащих отходов на тяжелое топливо, воду и обезвоженный шлам.
10. Измеритель расхода воды представляет собой высокоточный магнитный расходомер и измеряет поток воды, выходящей из сепаратора.
11. Измеритель расхода топлива высокоточный расходомер, служащий для измерения потока тяжелого топлива, выходящего из сепаратора.

12. Система управления EPC 60 осуществляет управление работой

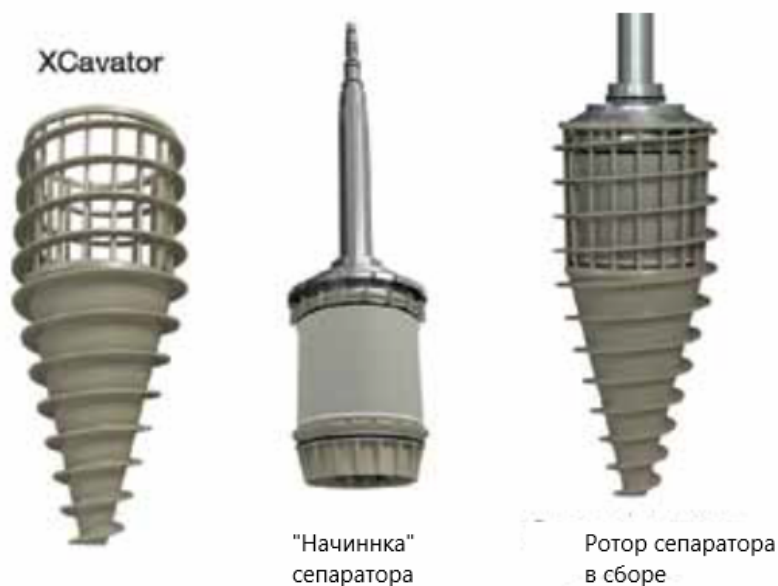


Рис. 4 Комплект сменных компонентов (MSE) для ремонта и технического обслуживания PureDry

Порядок работы системы

Питательный насос, работающий с постоянным расходом, подает отходы нефтепродуктов в систему. Для повышения производительности насоса при работе с устойчивыми эмульсиями в состав системы включен блок дозирования химреагентов. Этот блок стоит перед насосом и позволяет осуществлять подмешивание деэмульсификатора Альфа Лаваль непосредственно в подаваемый поток отходов. Перерабатываемые жидкие отходы затем проходят через двухсекционный фильтр, задерживающий крупные частицы, и поступают в подогреватель. Для обеспечения наивысшей эффективности сепарации температура необработанных отходов нефтепродуктов повышается в подогревателе до требуемого уровня, составляющего 95 °С.

Трехходовой распределительный клапан направляет нефтесодержащие отходы на сепарацию в том случае, если соблюдены необходимые условия по температуре и давлению. В случае аварийной ситуации, падения рабочего давления, сбоя питания или невыполнения необходимых условий трехходовой клапан направляет поток жидкости обратно в танк(и) для сбора отходов нефтепродуктов. Отделенная вода, в зависимости от результатов обработки, перекачивается в систему очистки льяльных вод судна для дальнейшего снижения концентрации углеводородов в ней до допустимого нормативами ИМО уровня, позволяющего сбрасывать ее за борт. Постоянный контроль процесса осуществляется с помощью EPC 60 — полностью автоматизированной системы управления.

Количество образующегося шлама .

Количество практически полностью обезвоженного шлама, образующегося в результате обработки отходов нефтепродуктов, поступающих в процессе эксплуатации дизельной установки, работающей на тяжелом топливе (HFO), обычно составляет 25-50 г/МВт•ч, что примерно соответствует выра-

ботке 10-20 кг шлама в сутки. Пропускная способность системы PureDry достигает 500 л/ч и зависит от количества образующихся эмульсий и дозировки химреагентов. В большинстве случаев производительности одной системы PureDry оказывается достаточно для обработки отходов судовой дизельной установки. Иногда для эффективного обслуживания самых крупных судовых двигателей или электростанций с несколькими дизельными установками может потребоваться использовать несколько систем регенерации тяжелого топлива PureDry. Необходимое число систем PureDry определяется на основании расчетной оценки предполагаемого объема отходов нефтепродуктов.

ВЫВОДЫ

1. Поиск снижения энергетических затрат является приоритетной на сегодняшний день.
2. Сепарирование – один из видов качественной очистки топлива от механических примесей и воды.
3. Регенерация тяжелого топлива из отходов нефтепродуктов – эффективный способ утилизации этих отходов и сокращения вредных выбросов.
4. Использование системы Alfa Laval PureDry повышает эффективность топливоподготовки и позволяет сократить расходы на горючие

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корнилов Э.В «Технология топливоподготовки на судне» Э.В.Корнилов , П.В.Бойко, В.П.Смирнов – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 246 с.
2. С.В. Гаврилов «Технология использования воды, топлива и смазки» Гаврилов С.В. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2003. –55 с.
3. Описание работы системы Alfa Laval PureDry
<http://www.alfalaval.com/products/separation/centrifugal-separators/separators/puredry/>
4. Корнилов Э.В. «Судовые сепараторы фирмы «Мицубиси», «Альфа Лаваль», « Вестфалия»/Основы теории, эксплуатации, конструкции, ремонт» Э.В.Корнилов, П.В.Бойко – Одесса: Студия «Негоциант», 2009. – 75 с.

УДК 621.438

Кулик В.Л., асп., рук. д.т.н, проф. Голиков В.А.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Повышение эффективности эксплуатации морских судов совершенствованием обслуживания судовых технических средств.

Безопасность мореплавания была и остается важнейшей задачей судоходства, судостроения, судоремонта и смежных областей техники. Прежде всего это сохранность на море человеческой жизни, судов и перевозимых грузов, а также окружающей среды от загрязнения. Безопасность на море, в том числе, зависит от комплекса судовых технических средств (СТС), обес-

печивающих транспортировку людей и грузов, а так же от выполнения разнообразных работ в морских условиях.

Опасность может быть вызвана различными обстоятельствами:

- ошибками, допущенными кем-нибудь из судового персонала (человеческий фактор);
- недочетами при проектировании и постройке судна;
- воздействием неблагоприятных внешних факторов;
- повреждением корпусных конструкций судна;
- отказами судовых технических средств;

В последнее десятилетие существенно ужесточены требования к деятельности судоходных компаний и экипажей со стороны национальных и международных нормативных документов. Вступление в силу Международного кодекса по управлению безопасностью (МКУБ-ISM Code) [37] и наличие в нем раздела 10 «Техническое обслуживание и ремонт судна», а также приложения 6 к Конвенции «Правила предотвращения загрязнения воздушной среды с судов» (МАРПОЛ 73/78) говорит о том, что ИМО заботится не только о техническом состоянии судов, но и о необходимости современного подхода к управлению одной из важнейших сфер деятельности судоходных компаний – технической эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту (ТЭ, ТО и Р).

С целью создания единой структурированной и систематизированной методики повышения безопасности мореплавания суд, Международной Морской Организацией (ИМО) в 1996 году была создана специальная рабочая группа. По результатам ее работы в 2001 году на 74-ой сессии Комитета по безопасности на море было принято «Руководство по формализованной оценке безопасности (ФОБ) для использования в процессе нормотворчества ИМО» (MSC Circ. 1023/MEPC Circ.392).

ФОБ представляет собой метод, позволяющий определить потенциально опасные ситуации заранее, до аварии, с тем, чтобы, оценив риск ее возникновения, провести оценку затрат и выгод, связанных с применением возможных вариантов управления рисками, и на основании систематизированного анализа принять обоснованные решения по снижению риска.

К настоящему времени выполнено несколько работ по оценке безопасности с использованием метода ФОБ в морской индустрии. К ним относятся работы по снижению аварийности судов, перевозящих навалочные грузы, химовозов и танкеров, снижению вероятности разливов нефти при бункеровочных операциях, повышению безопасности эксплуатации буровых установок и стационарных платформ, по оценке технического состояния корпуса судна, холодильных установок, главного судового двигателя и котлов.

Вместе с тем необходимо отметить, что к настоящему времени в отечественной практике не создано методики оценки остаточного ресурса СТС и планирования ремонта и ТО судна, рассматриваемого в качестве единого комплекса механизмов, с использованием современных математических моделей, которая была бы разработана с учетом ФОБ, соответствовала бы меж-

дународным стандартам качества, требованиям. Методика должна соответствовать:

- Международной конвенции по охране человеческой жизни на море СОЛАС-74;

- положениям главы 9 Конвенции - Международного кодекса по управлению безопасностью (МКУБ);

- резолюциям и руководству КБМ ИМО, которая отвечала бы задачам Национальной Транспортной стратегии Украины до 2030г.

Следует отметить, что состояние и динамика аварийности судов за последние 10 лет не снижается, а по некоторым видам даже увеличивается. Оценка положения по относительной аварийности (отношение количества аварийных случаев к общему числу судов) показывает, что относительная аварийность примерно составляет от 4,99% до 5,37%. Такое положение обуславливается старением флота. Многие суда, находящиеся в эксплуатации, 1983-1986 годов постройки.

В этой связи актуальное значение имеют исследования, направленные на разработку методики прогнозирования сроков технического обслуживания и ремонта СТС с целью поддержания их надежного технического состояния, а также экономии средств на ремонт и ТО.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Транспортная стратегия Украины на период до 2020года/ Режим доступа: http://new.mtu.gov.ua/files/transport_strategy_ua.pdf.

2. Комплексная система технического обслуживания и ремонта судов. (основное руководство) РД 31.20.50 — 87. / С. Н. Драницын,

Г. Ш. Розенберг, Е. С. Голуб, Е. З., Мадорский Э. К. Блинов, А. С. Брикер и др. — Москва: изд. В/О Мортехинформреклама, 1988. 218 с.

3. Никитин А.М. Управление технической эксплуатацией судов: Учебник / А.М. Никитин. — Спб: Изд-во политехн. ун-та, 2006. 306с.

4. Голиков В.А. методология научных исследований (учебное пособие) / В.А. Голиков, Н.А. Козьминых, О.А. Онищенко. — Одесса: ОНМА, 2014. — 163с.

5. Голиков В.А. Развитие современной теории и практики технической эксплуатации морского и речного флота: концепции, методы, технологии: Судовые энергетические установки (Научно-технический сборник. Вып. 37) / В.А. Голиков, О.А. Онищенко — Одесса: НУ «ОМА», 2017. — 169с.

Ультразвуковая обработка топлива как способ улучшения технического состояния и экономических характеристик судовых дизелей

Двигатели внутреннего сгорания (дизели) морских судов являются крупнейшими потребителями жидкого топлива. Мощность главных и вспомогательных двигателей судовых энергетических установок лежит в диапазоне от нескольких сотен до десятков тысяч киловатт.

Дизельная энергетическая установка современных судовых энергетических установок комплектуется мало- и среднеоборотными дизелями. Малооборотные дизели, работающие по двухтактному циклу, используются в качестве главных двигателей, передающих мощность на винт. Эту же функцию могут выполнять среднеоборотные дизели, работающие по четырехтактному циклу, однако наибольшее применение они получили в качестве вспомогательных двигателей для привода судовых электрогенераторов [1].

Эксплуатационные режимы работы современных судовых среднеоборотных дизелей обеспечиваются тяжелыми сортами топлива, что существенно снижает расходы топлива, однако требует специальных способов и средств его подготовки.

Процесс подготовки топлива и поддержания его эксплуатационных характеристик в заданных пределах является энергоемким и по разным оценкам требует от 5 до 20 % эквивалентной мощности главной энергетической установки [2]. В связи с этим, внедрение в судовую практику новых методов топливоподготовки всегда рассматривается с позиции энергетической эффективности и эксэргии физических процессов, обеспечивающих улучшение эксплуатационных характеристик как топлива, так и дизеля [3].

Понятие эксэргии теплового процесса особенно актуально для судовых энергетических установок, где (в отличие от стационарной энергетики) процессы топливоподготовки, топливоподдачи и топливоиспользования происходят в непрерывной последовательности, таким образом, представляя собой одно целостное явление. Для морского судна, совершающего автономный переход, не существует отдельных процессов транспортировки, хранения и использования энергетических ресурсов. Для главных судовых дизелей от момента поступления топлива из расходной цистерны до распылителя форсунки проходит интервал времени, равный 0,5...1 часа, а для вспомогательных дизелей, имеющих менее насыщенную систему топливоподготовки, еще меньше.

Все вышеизложенное подчеркивает актуальность изучения вопросов по разработке энергоэффективных методов подготовки судовых топлив.

Одним из альтернативных методов, применяемых для подготовки топлива, является его ультразвуковая обработка [4].

Судовое топливо представляет собой высокомолекулярную, гетерогенную жидкость, молекулы которой при атмосферном давлении и нормальной температуре сложно ориентированы. При приложении к топливу внешнего давления в несколько сот атмосфер молекулы поляризуются, противодействуя внешним силам и сохраняя равновесие системы. Если внешнее давление резко снять, то внутренние силы начнут разрывать макромолекулы на более мелкие составляющие, причем, первоначальная плотность топлива уменьшается. Этот принцип положен в основу ультразвуковой обработки нефтепродуктов с целью изменения их структуры [5].

Ультразвуковая кавитационная обработка топлива представляет собой процесс образования разрывов сплошности жидкости в результате местного спада давления. Если снижение давления происходит вследствие больших локальных скоростей в потоке движущейся капельной жидкости, то кавитация считается гидродинамической, а если вследствие прохождения в жидкости акустических волн, – акустической, или ультразвуковой.

Эффект кавитации сопровождается микровзрывами, а также механическими разрывами отдельных молекулярных цепочек топлива, двигающихся навстречу друг другу с высокой линейной скоростью. Величина этой скорости составляет несколько десятков метров в секунду, что дает возможность разрезать диспергируемые вещества на мельчайшие микрочастицы.

В качестве подтверждения изложенного предлагаются результаты исследований, выполненных на судовом дизеле 6DKM-20 фирмы Daihatsu Diesel и его модернизированной системе топливоподготовки.

Перевод двигателей внутреннего сгорания подобных моделей на использование тяжелых сортов топлива вынудил к решению дилеммы: либо перекомпоктация топливной системы высокого давления новой топливной аппаратурой, обеспечивающей надежную работу на таких сортах топлива, либо применение дополнительной обработки топлива, способствующей улучшению его структурных показателей и качества распыливания, воспламенения и сгорания. Решение задачи по первому варианту сопряжено с изменением конструктивных характеристик дизеля и в любом случае невозможно без проведения дополнительных испытаний на действующих дизелях. Второй вариант решения поставленной задачи требует предварительных научных исследований или синтеза ранее полученных результатов и дооборудования штатных систем топливоподготовки дополнительными функциональными узлами [1].

В предлагаемой схеме топливоподготовки одновременно решались две задачи: улучшение качества предварительной подготовки топлива за счет воздействия на него ультразвуковыми колебаниями и снижение энергетических затрат в системе за счет замены энергоемкого метода центробежной сепарации на ультразвуковую обработку. Кроме того, ультразвуковая обработка топлива выполнялась дважды, причем второй раз – непосредственно перед впрыском топлива в цилиндр дизеля. Схема штатной и переоборудованной топливной системы показана на рис.1.

В штатном исполнении топливной системы подготовка и подача топлива к дизеля осуществляется следующим образом. Из отстойной цистерны 1 топливо подается насосом 2 в топливную магистраль, где последовательно проходит расходную цистерну 3 с встроенным паровым подогревателем, фильтр грубой очистки 4, сепаратор 5, электрический подогреватель 7, после чего подкачивающим насосом 8 подается в расходную цистерну 9, откуда поступает к дизелю 10.

В переоборудованную топливную систему дополнительно включаются ультразвуковой генератор 1-ой ступени, расположенный в дополнительной «проходной» топливной цистерне 6, и ультразвуковой генератор 2-ой ступени, расположенный в «штатной» расходной цистерне 9.

Ультразвуковая обработка топлива выполнялась на частоте 22 кГц как в первой, так и во второй ступенях ультразвукового генератора. Данное значение было определено в качестве оптимального на основе анализа подобных исследований, а также предшествующих экспериментов [1; 4]. Расположение ультразвукового генератора 1-ой ступени способствовало предварительной обработке топлива и максимальному размельчению механических примесей, находящихся в топливе. Этот факт был зафиксирован путем анализа проб топлива, отбираемого после сепаратора 5 (для «штатной» системы подготовки топлива) и после ультразвукового генератора 1-ой ступени (для модернизированной системы подготовки топлива). Аналогичный анализ проб топлива выполнялся после расходной цистерны 9, как для штатной топливной системы, так и для модернизированной. При этом в модернизированной топливной системе в расходной цистерне 9 устанавливался ультразвуковой генератор 2-ой ступени, а дополнительная обработка топлива непосредственно перед топливной аппаратурой дизеля способствовала максимальному использованию эффекта раздробления как молекулярных цепочек топлива, так и сернистых соединений и механических примесей.

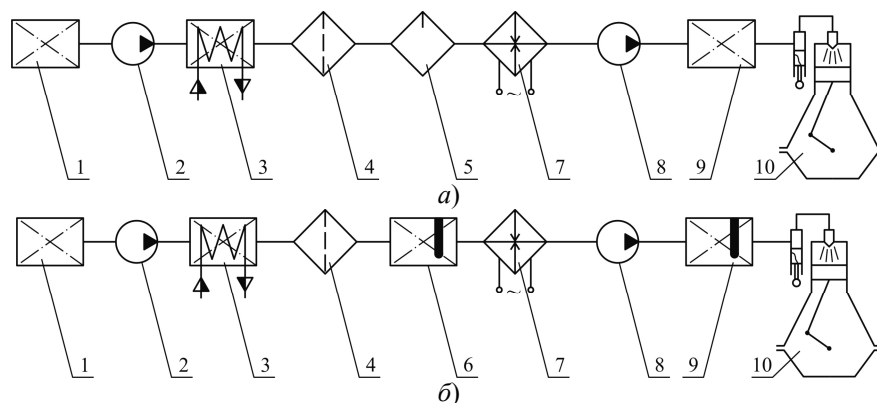


Рис. 1 – Схема штатной (а) и переоборудованной (б) топливной системы судового дизеля 6DKM-20 фирмы Daihatsu Diesel:

1 – отстойная цистерна; 2, 8 – топливный насос; 3 – расходная цистерна; 4 – фильтр грубой очистки; 5 – топливный сепаратор; 6 – дополнительная «проходная» топливная цистерна с ультразвуковым генератором 1-ой ступени; 7 – электрический подогреватель; 9 – расходная цистерна (с ультразвуковым генератором 2-ой ступени для модернизированной топливной системы); 10 – дизель

Преимущество предлагаемой системы топливоподготовки по сравнению со штатной системой заключается в практическом отсутствии потери горючих составляющих топлива, которое происходит в центробежном сепараторе. Кроме того, последовательная обработка топлива при помощи ультразвуковых генераторов 1-ой и 2-ой ступени обеспечивала работу системы топливоподготовки не только почти без потерь топлива, но и с очень высокой эффективностью ультразвуковой обработки, что интенсифицировало процесса горения топлива и тем самым обеспечивало снижение его удельного расхода.

В системе была предусмотрена возможность переключения на штатный режим топливоподготовки. В этом случае топливо подвергалось очистке в центробежном сепараторе, без использования ультразвуковых генераторов. По такой же схеме работали другие подобные дизели, входящие в состав вспомогательной энергетической установки. Кроме того, параллельные эксперименты на одинаковых дизелях с разными системами топливоподготовки позволяли сделать соответствующие выводы о ее эффективности.

Для максимальной идентичности результатов эксперимента как сами дизели, задействованные в эксперименте, так и их топливные системы подвергались предварительной подготовке. Условия эксплуатации позволяли произвести замену фильтров тонкой очистки обоих дизелей, замену и отладку топливной аппаратуры высокого давления, а также выполнить моточистку дизелей, с заменой комплекта поршневых колец и технического освидетельствования цилиндрических втулок. На протяжении всего эксперимента дизели работали на постоянном сорте топлива и циркуляционного масла. Кроме того, дизели работали либо параллельно, либо по отдельности, но с постоянным контролем времени эксплуатации и эксплуатационной нагрузки, разница в которой не превышала 10 кВт для каждого дизеля, что с учетом их эксплуатационной мощности 680...720 кВт не превышало 3 %. Это, учитывая энергоемкость объектов, а также длительность проведения эксперимента, позволяло считать условия работы дизелей идентичными.

Задачей исследования было определение износа верхнего поршневого кольца для дизеля, работу которого обеспечивала штатная система топливоподготовки, и дизеля, работающего на топливе, прошедшем двухступенчатую ультразвуковую обработку. Кроме того, для обоих случаев определялись удельный расход топлива и температура выпускных газов, как параметры, характеризующие качество процесса сгорания. Результаты проведенных исследований приведены на рис. 2 и 3. При этом определение износа верхнего поршневого кольца (рис. 2, а) выполнялось путем его очистки и последующего взвешивания на электронных весах, а измерение износа цилиндрической втулки (в ее верхней части) – путем микрометрического обмера в шести различных диаметральных сечениях.

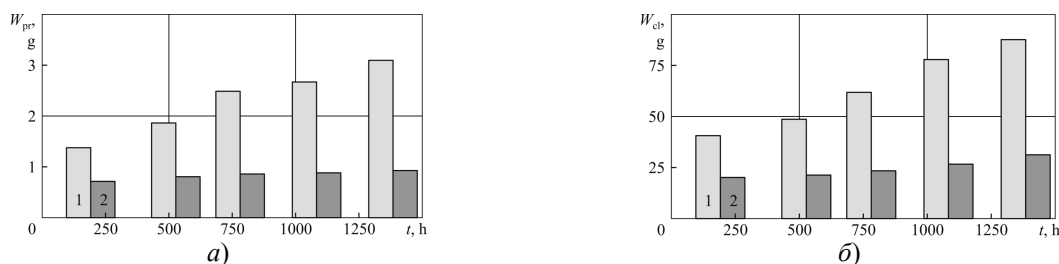


Рис. 2. Зависимость износа верхнего поршневого кольца (а) и цилиндровой втулки (б) дизеля 6DKM-20 фирмы Daihatsu Diesel от времени работы:
1 – штатная топливная система; 2 – модернизированная топливная система

Определение удельного эффективного расхода топлива (рис. 3, а) и температуры выпускных газов (рис. 3, б) выполнялось с помощью судовых измерительных приборов и не требует дополнительного пояснения.

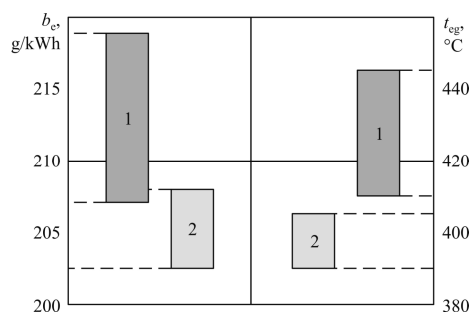


Рис. 3. Диапазон изменения удельного эффективного расхода топлива b_e и температуры выпускных газов t_{eg} для судового дизеля 6DKM-20 фирмы Daihatsu Diesel, работающего со штатной (1) и модернизированной (2) топливной системой

Из приведенных результатов сделаем следующие выводы.

Применение ультразвуковой обработки топлива обеспечивает снижение массового износа верхнего поршневого кольца (на 54...71 %), а также линейного износа цилиндровой втулки (на 52...64 %), что объясняется уменьшением сернистой коррозии цилиндро-поршневой группы. Также при этом снижается (с 410...446°C для штатной топливной системы до 391...405°C для топливной системы, обеспечивающей ультразвуковую обработку топлива) диапазон температуры выпускных газов, являющейся одним из критериев тепловой нагрузки дизеля и совершенства протекания его рабочего цикла. Кроме того, использование ультразвуковой обработки топлива способствует снижению удельного эффективного расхода топлива (на 2,5...4,9 % в зависимости от режима работы дизеля), что повышает экономичность работы дизеля.

Также необходимо отметить, что в модернизированной системе подготовки топлива за счет использования двухступенчатой ультразвуковой обработки топлива удалось полностью исключить процесс сепарации топлива. Как известно при сепарировании топлива вместе с отделяемой и удаляемой из его объема водой и механическими примесями из топлива удаляется и часть горючих составляющих (углерод и водород), что снижает теплотворную способность топлива и способствует увеличению удельного расхода топлива. Обеспечение постоянства теплотворной способности топлива, а также замена энергоемкого процесса сепарирования на ультразвуковую обработку,

требують менших затрат енергії, також сприяє підвищенню економічних характеристик роботи дизеля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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, Vol. 9, № 5. – 2015. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.
2. Добровольский В. В., Солодовников В. Г. Энергетическая эффективность топливных систем современных транспортных судов, работающих на высоковязких сортах тяжелых топлив вязкостью 380 мм²/с и выше // Судові енергетичні системи: наук.-техн. сб. – 2013. – № 32. – Одеса: ОНМА. – С. 101-112.
3. Sagin S. V., Semenov O. V. Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors / American Journal of Applied Sciences, Published by Science Publication, 2016. – Vol.13. – Iss. 2. – P. 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208
4. Сагин С. В., Солодовников В. Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа деталей двигателя // Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. «Технические науки – от теории к практике», № 6 (31). Новосибирск: СибАК, 2014. – С. 42-49.
5. Солодовников В. Г. Ультразвуковая обработка топлива для снижения сернистой коррозии в судовых среднеоборотных дизелях / В. Г. Солодовников // Автоматизация судовых технических средств: наук.-техн. сборник. – 2015. – Вып. 20. – С. 84-91.

УДК 629.12.565.3

Головський Н.О., рук. доц. Журавльов Ю.І.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз відмовостійкості сполучень деталей «вал-підшипник ковзання»

Відмовостійкість - один з аспектів загальної надійності системи, конструкції або деталі. Кількісним показником відмовостійкості сполучень "вал-підшипник ковзання" є інтенсивність відмов і ймовірність відмов (руйнувань) в умовах експлуатації, причини яких пов'язані з недостатньою міцністю. Відмовостійкість деталей, що сполучаються, довгостроково працюють залежно від параметрів і якості цих систем. По визначенню якістю виробу називається сукупність властивостей, що визначають ступінь придатності виробу для використання по призначенню [1]. Із часом якість виробу знижується. Відмовостійкість конструкції визначається рівнем якості в період експлуатації. Для ЖС6В; $T=1000^{\circ}\text{C}$; $\sigma=170\text{ МПа}$:

Для сполучень «вал-підшипник ковзання» індивідуальна якість системи визначається працездатністю при застережених у ТУ рівнях показників (параметрів), що впливають на міцність і довговічність деталей. У якості

таких показників можуть виступати швидкість обертання, склад і температура мащення. Ці показники, у свою чергу, залежать від якості виготовлення двигуна, однорідності розмірів деталей, точності дотримання вимог щодо геометрії й зазорам у проточній частині, якості матеріалу деталей.

Відмовостійкість можна визначити як показник стану конструкції або деталі, що забезпечує з високим ступенем імовірності збереження її цілісності й відсутність ушкоджень, здатних спровокувати руйнування.

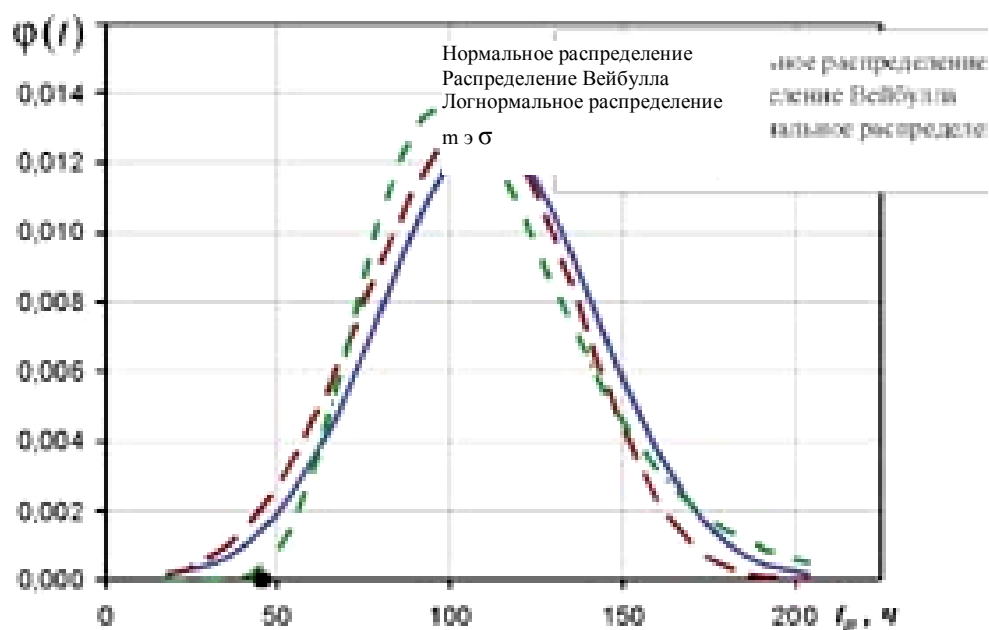


Рис.1. Закон розподілу щільності ймовірності ϕ від часу t до настання певного виду відмови

Поняття надійності включає сукупність понять: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збереженність [2]. У якості заходу безвідмовної роботи систем використовують час до настання відмови. Встановлений закон розподілу ймовірності для часу або числа циклів до настання певного виду відмови, прогнозування тривалості безвідмовної роботи залежить від поведінки параметрів розподілу в області дуже малих ймовірностей. Зокрема, для оцінки ймовірності безвідмовної роботи якої-небудь системи можуть бути розглянуті закони: експонентний, нормальний, і Вейбулла (мал.1).

Вибір закону розподілу для таких систем, відмова яких приводить до катастрофічних наслідків і ризику не тільки руйнування дорогих машин, таких, як судновий двигун, але й людських втрат, базується на аналізі інформації про відмови. При цьому рівень безвідмовності повинен бути дуже високим, а ймовірність руйнування вкрай низкою.

Розбіжність в оцінках ймовірності руйнування в зоні найменших значень механічних властивостей, оцінюваних за допомогою різних законів розподілу, може бути значним. Криві щільності ймовірності $\phi(t)$ були

побудовані по даним результатів випробувань на тривалу міцність при $T = 1000^{\circ}\text{C}$, $\sigma = 170 \text{ МПа}$ гладких зразків, відлитих зі сплаву ЖС6У.

Очевидно, що експериментальна перевірка відповідності закону розподілу в області наднизьких ймовірностей $P < 10^{-3}$ неможлива через високі витрати на проведення випробувань.

Прогнозування індивідуальних показників міцністкової надійності деталей двигунів засноване не тільки на інформації про розкид основних параметрів, що визначають опір руйнуванню й деформаціям основних деталей (швидкість обертання, температура газу, відсоток використання максимального режиму й ін.), але й на аналізі даних про прогресуючу деградацію мікроструктури матеріалу деталі в процесі експлуатації, ступені його пошкодження в небезпечних зонах і швидкості наближення деталі до непрацездатного стану [3].

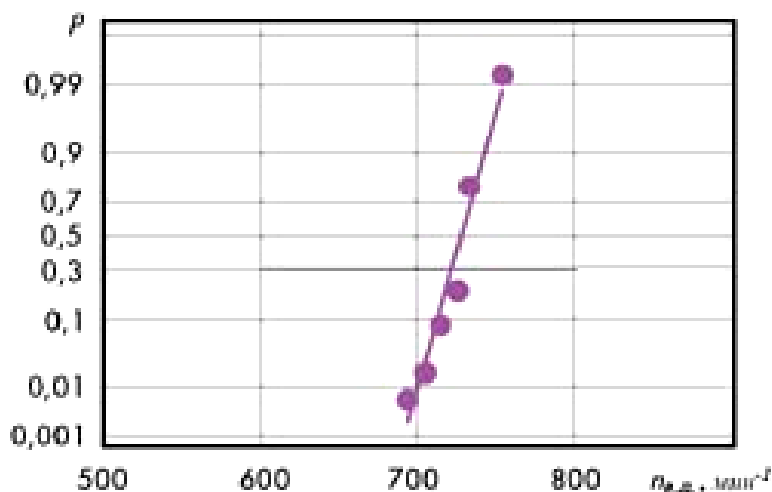


Рис.2. Залежність ймовірності відмов P від швидкості обертання $n_{в.буд.}$ ротора турбіни

У роботі В.В. Болотіна [4] представлена узагальнена математична логічна модель якості системи у векторнім тривимірному зображенні, заснована на залежності показників навантаження $q(t)$ у просторі навантажень Q від відповідних змін елементів простору, стану системи U і наступного переходу системи із простору стану U у простір якості V .

Якщо вектори міцності g_i відбивають властивості у вихідному стані, а показник $R(t/r)$ дорівнює умовної ймовірності безвідмовної роботи на стадії експлуатації t , то ймовірність безвідмовної роботи для будь-якої системи з урахуванням зміни стану системи $U(t/r)$ і показника її якості $V(t/r)$ може бути виражена за допомогою відповідних функцій. Тоді ймовірність безвідмовної роботи дорівнює інтегралу від умовної ймовірності, помноженої на спільну щільність ймовірності для компонентів вектора міцності.

Розробка методів прогнозування зводиться до оцінювання параметрів стану системи по показниках її якості з урахуванням результату діагностування.

У роботі І.А. Біргера надійність виробу також визначається, як ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ [5].

При цьому ймовірність $P(t) = 1 - r(t)$, де $r(t)$ - сумарна щільність ймовірності відмов.

Інтенсивність відмов сполучень "вал-підшипник ковзання" виражається рівнянням: $\lambda = \varphi(t)/(1-F(t))$, де $F(t)$ - функція розподілу. При ймовірності безвідмовної роботи, дуже близької до одиниці, $\lambda(t)$ приблизно дорівнює щільності ймовірності наробітку до відмови.

Статистичний аналіз режимів роботи двигунів по частоті обертання й температурі мащення був представлений у роботі [6]. Для забезпечення міцністкової надійності деталей і конструкції в цілому необхідно враховувати індивідуальний рівень параметрів, що характеризують якість кожного двигуна й умови його експлуатації.

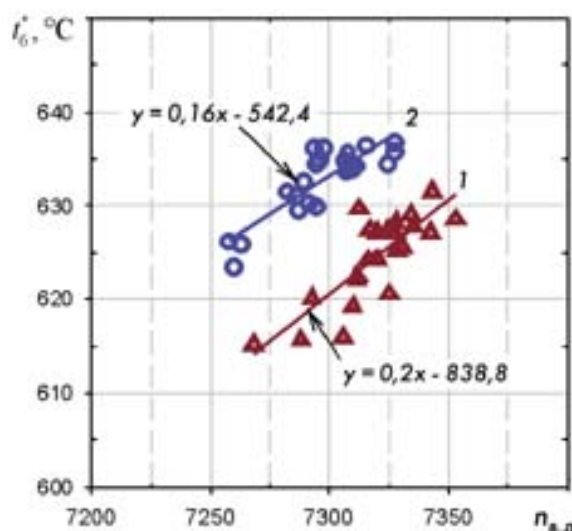


Рис.3. Графік розподілу швидкості обертання $n_{в.буд.}$ ротора турбіни ВД і температури газу.

По характеру кривих розподілу швидкості обертання $n_{в.буд.}$ ротора турбіни ВД і температури газу за турбіною t_6 від мінімального до максимального значень у крапці усікання можна вважати, що $n_{в.буд.}$ підкоряється нормальному закону, а розподіл температури газу t_6 - є розподіл Вейбулла. Максимальні значення зазначених параметрів розподілів обмежені граничними нормами, зазначеними в ТУ.

Між значеннями швидкості обертання вала $n_{в.буд.}$ і температури мащення t_6 у двигунах існує кореляційний зв'язок. За даними виміру цих величин побудовані графіки залежності t_6 від $n_{в.буд.}$ і визначені рівняння ліній регресії.

Як впливає із даних, експлуатація двигуна під номером 1 відбувається при менших значеннях температури мащення t_6 у порівнянні з аналогічними даними для двигуна 2.

Феноменологічні залежності зв'язку між напругами у валу в небезпечній зоні профільної частини й частотою обертання $\sigma_\Sigma = f(n_2)$, а також між температурою втулки в зоні T_{max} і температурою мащення на виході ($T_{лоп} = f(t_6)$), наведені в роботі [6], дозволяють оцінити вплив якості двигуна в

умовах експлуатації на його напружений і тепловий стан, а отже й на ресурс. У цьому випадку кожний двигун і елементи його конструкції неможливо розглядати, як представників великої групи однотипних елементів. Ця група згідно [1] повинна бути з погляду математичної теорії надійності однорідна. Такими ж повинні бути умови її експлуатації по режиму й часу наробітку.

Індивідуальними показниками швидкості витрати ресурсу деталей є: відсоток наробітку двигуна на максимальному режимі, швидкість обертання й температура мащення в парку двигунів, обмірювані у вихідному стані й після наробітку в експлуатації.

Ресурс валів, що працюють при більш високих напругах, знижується швидше. Відповідно різниться ресурс сполучень «вал-підшипник ковзання», температура мащення якого відносно висока й відповідає встановленому граничному по ТУ значенню.

Очевидно, що в розрахунках на міцність і оцінках ресурсу деталей передбачені максимальні режими роботи двигунів. Оскільки існує кореляційний зв'язок між підвищенням обертів пв.буд. і температурою мащення t_6 , були проведені розрахунки показників R_σ і R_T з урахуванням цього зв'язку. При цьому величини R_σ і R_T відрізнялися від попередніх оцінок не більше ніж на 1...1,5 %.

Для визначення залишкового ресурсу за ознакою повзучості розрахунковим шляхом або за даними досліджень структурного стану сполучення необхідно відбирати сполучення в першу чергу з найбільш навантажених по вимірах частоти обертання пв.буд. і температурам t_6 двигунів, а також із двигунів з найбільшим наробітком на максимальному режимі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Барлоу Ф., Прошан Ф. Математична теорія надійності. Пер. с англ. під ред. Б.В. Гнеденко. М.: Сов. Радіо, 1969. 488 с.
2. ДЕРЖСТАНДАРТ 27.002-89. "Надійність у техніку. Основні поняття, терміни й визначення". М.: Изд. Держкомітету СРСР по керуванню якістю продукції й стандартом, 1990.
3. Протасова Н.А. Діагностування стану матеріалу лопаток турбіни двигуна НК-86 із застосуванням методів рентгеноструктурного аналізу. У сб. "Нові технологічні процеси й надійність ГТД", вип. 7 "Забезпечення прочностной надійності робочих лопаток високотемпературних турбін". М.: ГНЦ РФ "ЦИАМ ім. П.І. Баранова". С. 99-124.
4. Болотін В.В. До проблеми прогнозування індивідуального ресурсу. У сб. статей АН СРСР "Актуальні проблеми авіаційної науки й техніки". М.: "Машинобудування", 1984. С. 44-57.
5. Біргер І.А. Міцність і надійність машинобудівних конструкцій. Вибрані твори ИМАШ ім. А.А. Благонравова РАН. М.: Уфа, УАТУ, 1998. С. 255-263.
6. Великанова Н.П., Закиїв Ф.К. Порівняльний аналіз прочностной надійності лопаток турбін авіаційних ГТД великого розміру. Вісник двигателестроения № 3. М.: Запоріжжя, 2006. С. 80-83.

ПОЗАСЕКЦІЙНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.5.068.4

Федоренко В. В., кер. д.ф-м.н, проф. Козицький С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Використання дилатантних рідин для підвищення ефективності рідинного демпфера

Вступ

Коливання частоти обертання вала типово для поршневих двигунів і зумовлене зміною крутного моменту при зміні кута п.к.в (поворота колінчастого вала) [1]. Вал двигуна, що має більше число циліндрів, обертається більш рівномірно. Тривала робота при значних крутильних коливаннях не допускається, бо може привести до руйнування вала.

Найбільш ефективні способи запобігання значних крутильних коливань є зміна частоти вільних коливань крутильної системи шляхом включення додаткових мас, або включення в крутильну систему спеціальних пристроїв – демпферів [2]. У демпфері зменшення амплітуди механічних коливань відбувається за рахунок поглинання частини енергії коливальної системи.

Зазвичай, демпфери крутильних коливань встановлюються [1] на кінцевому фланці колінчастого вала на стороні відбору потужності для приводу навішаних механізмів.

1. Дилатантні рідини

Досліди вказують, що величина сили внутрішнього тертя з боку рідини визначається з виразу [3]

$$F_{mp} = -\eta \frac{dv}{dz} S, \quad (1)$$

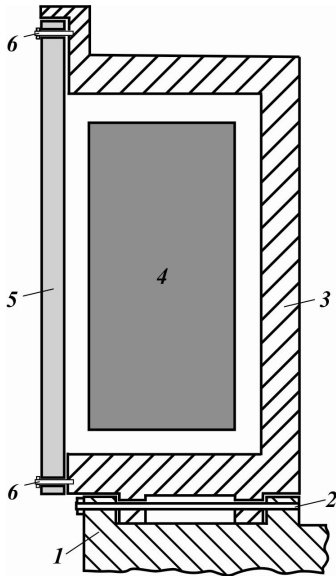
де η коефіцієнтом динамічної в'язкості, який відображує здатність рідини чинити опір зовнішньому впливу (у системі СІ η вимірюється в пуазах – $\text{кг} / \text{м} \cdot \text{с}$), похідна dv/dz називають градієнт швидкості.

Вираз (1) називається законом Ньютона для в'язкого тертя. Більшість рідин підкоряються цьому закону і зветься ньютонівськими рідинами. Однак, для рідин, які утворені високомолекулярними сполуками та неоднорідних рідин необхідно враховувати взаємодію між молекулами на малих відстанях. На таких відстанях взаємодія між молекулами досить велика, молекули рідини структурно організовані і тому, як і тверді тіла, здатні до прояву пружних властивостей. Одночасний прояв пластичності, плинності та пружності обумовлюють складний характер виникаючої течії і такі рідини називаються не ньютонівськими. В цьому випадку сили в'язкого тертя описуються нелінійним рівнянням:

$$F_{mp} = -k \left(\frac{dv}{dz} \right)^n S, \quad (2)$$

де k - стала величина, а $n \neq 1$.

Існують неньютонівські рідини, які носять назву дилатантні рідини [3], яким відповідає значення $n > 1$. В цьому випадку при збільшенні градієнта швидкості їх в'язкість зростає швидше, ніж по лінійному закону, як у випадку ньютонівської рідини. Прикладом дилатантних рідин є дефлокулянти: клейстери і суспензії з високим вмістом частинок, особливо нанорозмірних.



Малюнок 1. Демпфер рідинний

2. Розрахунок демпфера, заповненого дилатантною рідиною

Проведемо розрахунки для гідродимічного демпфера (мал.1) в середину корпусу якого вставлена махова маса [4] у вигляді кільця 4 внутрішнім радіусом r та зовнішнім радіусом $r + H$ та шириною L , яка вільно обертається відносно нього. Демпфер закривають кришкою 5, яка закріплена болтами 6. У зазор між кришкою 5 та корпусом 3, заливають в'язку рідину. Корпус демпфера 3 кріпиться до фланцю вільного кінця колінчатого вала 1 болтами 2. Для дилатантної рідини з залежністю в'язкості від градієнта швидкості у вигляді $\eta = \psi\left(\frac{dv}{dz}\right)$ розкладемо в ряд по градієнту швидкості

$$\eta = k \left[\frac{dv}{dz} + \alpha \left(\frac{dv}{dz} \right)^2 + \beta \left(\frac{dv}{dz} \right)^3 + \dots \right]$$

Обмежимося першими двома членами розкладу та скористаємося співвідношенням

$$\eta_0 = k \frac{dv}{dz},$$

тоді отримуємо

$$\eta = \eta_0 + k \left(\frac{dv}{dz} \right) = \eta_0 \left(1 + \frac{k}{\eta_0} \frac{dv}{dz} \right). \quad (3)$$

Другий доданок визначає відхилення в'язкості дилатантної рідини від силіконової.

Тоді для сили в'язкості отримуємо вираз

$$F = - \eta_0 \left(1 + \frac{k}{\eta_0} \frac{dv}{dz} \right) \cdot \frac{dv}{dz} \cdot S.$$

Для розрахунку моменту сил тертя, що виникає у демпфері необхідно порахувати наступні інтеграли:

$$M = \int r dF = \int r \cdot \eta \frac{dv}{dz} ds = \int r \left(\eta_0 + k \left(\frac{dv}{dz} \right) \right) \cdot \left(\frac{dv}{dz} \right) \cdot ds \quad (4)$$

За рахунок крутильних коливань змінюється кут закручування вала за законом

$$\varphi = \varphi_0 \sin \omega_k t$$

де φ_0 - амплітуда крутильних коливань, а ω_k - їх частота.

Тоді для градієнта швидкості отримуємо

$$\frac{dv}{dz} = \frac{dv}{h} = \frac{rd\varphi}{h} = \frac{r}{h} \varphi_0 \omega_k |\cos \omega_k t|$$

Тоді розрахунки зводяться до визначення наступних інтегралів

$$M_{(t)} = \left[\int r \eta_0 \frac{r}{h} \varphi_0 \omega_k |\cos \omega_k t| \varphi_0 \omega_k ds + \int r k \frac{r^2}{h^2} \varphi_0^2 \cos^2 \omega_k t \cdot \omega_k^2 ds \right] \quad (5)$$

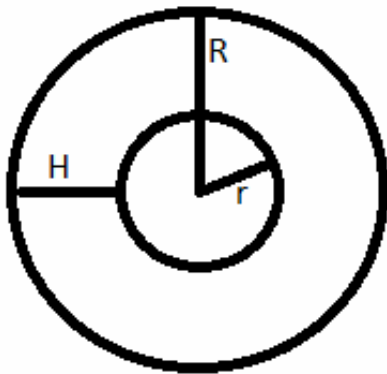
Усереднення за часом дає

$$\int_0^T |\cos \omega_k \omega t| \cdot dt = \frac{\pi}{\omega_k} \quad \int_0^T \cos^2 \omega_k t \cdot dt = \frac{2}{\omega_k}$$

Підставляючи отримані вирази у формулу (5) остаточно отримуємо

$$M = \eta_0 \frac{\pi}{h} \varphi_0 \int r^2 ds + 2 \frac{k}{h^2} \varphi_0^2 \omega_k \int r^3 ds = \eta_0 \frac{\varphi_0}{h} \left[\pi \int r^2 ds + 2 \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0}{h} \omega_k \int r^3 ds \right] \quad (6)$$

Інтегруємо по боковій поверхні (мал..2) такі поверхні ДВІ (права та ліва (мал..1) тоді



Малюнок 2. Перетин махової маси

$ds = 2\pi \cdot r \cdot dr$ інтегрування по dr від r до $r + H$ і дістанемо вираз для моменту сил в'язкого тертя по боковим поверхням маховика демпфера ;

$$M_{\text{бок}} = 2\eta_0 \frac{\varphi_0}{h} \left[\pi \int_r^{r+H} r^2 \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr + 2 \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} \int_r^{r+H} r^3 \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr \right]$$

$$M_{\text{бок}} = \eta_0 \frac{\varphi_0}{k} \left[\pi^2 (r+H)^4 - r^4 \right] + \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} \frac{8\pi}{5} \left[(r+H)^5 - r^5 \right]$$

Перепишемо вираз для моменту сили опору на бокову поверхню демпфера у вигляді:

$$M_{\text{бок}} = \eta_0 \frac{\varphi_0}{k} \pi^2 \left[(r+H)^4 - r^4 \right] \cdot \left(1 + \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} \frac{8}{5\pi} \frac{(r+H)^5 - r^5}{(r+H)^4 - r^4} \right) \quad (7)$$

Інтегруємо по торцевій поверхні (мал.1) тоді

$ds = 2\pi \cdot (r+H) \cdot dl$ інтегрування по dl від 0 до L і дістанемо вираз для моменту сил в'язкого тертя по торцевій (зовнішній) поверхні маховика демпфера;

$$M_{\text{тор}} = \eta_0 \frac{\varphi_0}{h} \left[\pi \int_0^L (r+H)^2 \cdot 2\pi \cdot (r+H) \cdot dl + 2 \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} \int_0^L (r+H)^3 \cdot 2\pi \cdot (r+H) \cdot dl \right]$$

Проводячи інтегрування, знаходимо

$$M_{\text{тор}} = \eta_0 \frac{\varphi_0}{h} (r+H)^3 L \cdot \left[4\pi^2 + 4\pi \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} (r+H) \right]$$

Перепишемо вираз для моменту сили опору на торцеву поверхню демпфера у вигляді:

$$M_{\text{тор}} = 4\pi^2 \eta_0 \frac{\varphi_0}{h} (r+H)^3 \cdot \left[1 + \frac{1}{\pi} \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} (r+H) \right] \quad (8)$$

Другі доданки у формулах (7) та (8) визначають збільшення моменту сил тертя за рахунок відхиленням дилатантної рідини від ньютонівської. Оцінімо величину додаткових членів. Для торцевої поверхні:

$$\frac{\Delta M_{\text{тор}}}{M_{\text{тор}}} = \frac{1}{\pi} \frac{k}{\eta_0} \frac{\varphi_0 \omega_k}{h} (r+H) \quad (9)$$

Характерні значення для характерних коливань:

амплітуда $\varphi_0 = 1^\circ = \frac{1}{50} \text{ рад} = 0.02 \text{ рад} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$; зазор між маховиком та корпусом $h = 10^{-2} \text{ м}$; $r+H = 0.5 \text{ м}$; частота крутильних коливань визначається частотою вала; для МОД $\omega_k = 10 \text{ рад/с}$.

Якщо поправка по в'язкості складає $\varphi_0 = \frac{k}{\eta_0} = 0.1$ тоді:

$$\frac{\Delta M_{\text{тор}}}{M_{\text{тор}}} = \frac{1}{3.14} \cdot 0.1 \cdot \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 10}{10^{-2}} \cdot 0.5 = 0.3 = 30\% \quad (10)$$

Поправка для бокової поверхні демпфера:

$$\frac{\Delta M_{\text{бок}}}{M_{\text{бок}}} = \frac{8}{5 \cdot 3.14} \cdot 0.1 \cdot \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 10}{10^{-2}} \cdot \frac{0.5^5 - 0.1^5}{0.5^4 - 0.1^4} = 0.5 = 50\% \quad (11)$$

Отже, навіть відхилення на 10% в'язкості дилатантної рідини від ньютонівської дає збільшення моменту сил опору на 50% від бокової та на 30% від торцевої поверхні. І таке збільшення зростає при збільшенні розмірів демпфера.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.
2. А. М. Афонин. Физические основы механики. — Изд. МГТУ им. Баумана, 2006.
3. Козицький С. В., Поліщук Д. Д. Механіка: підручник. — Одеса: Астропринт, 2011. — 472 с.
4. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, том 2: Моркнига, 2008. - 470с..

Мельниченко А. В., кер. д.ф-м.н, проф. Козицький С.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Використання наноматеріалів для підвищення надійності паливної апаратури сучасних двигунів

Вступ

З 2000 року почався сучасний етап дизелебудування, коли фірми MAN B & W і Sulzer створили і випробували на судах акумуляторні ТЗ (паливна система) двотактних малооборотних двигунів з електронним управлінням.

Паливна система акумуляторного типу з електронним управлінням двигуна Sulzer RT-flex (мал. 1) складається з ТНВД золотникового типу, системи акумуляторів і напірних трубопроводів високого тиску і блоків управління.

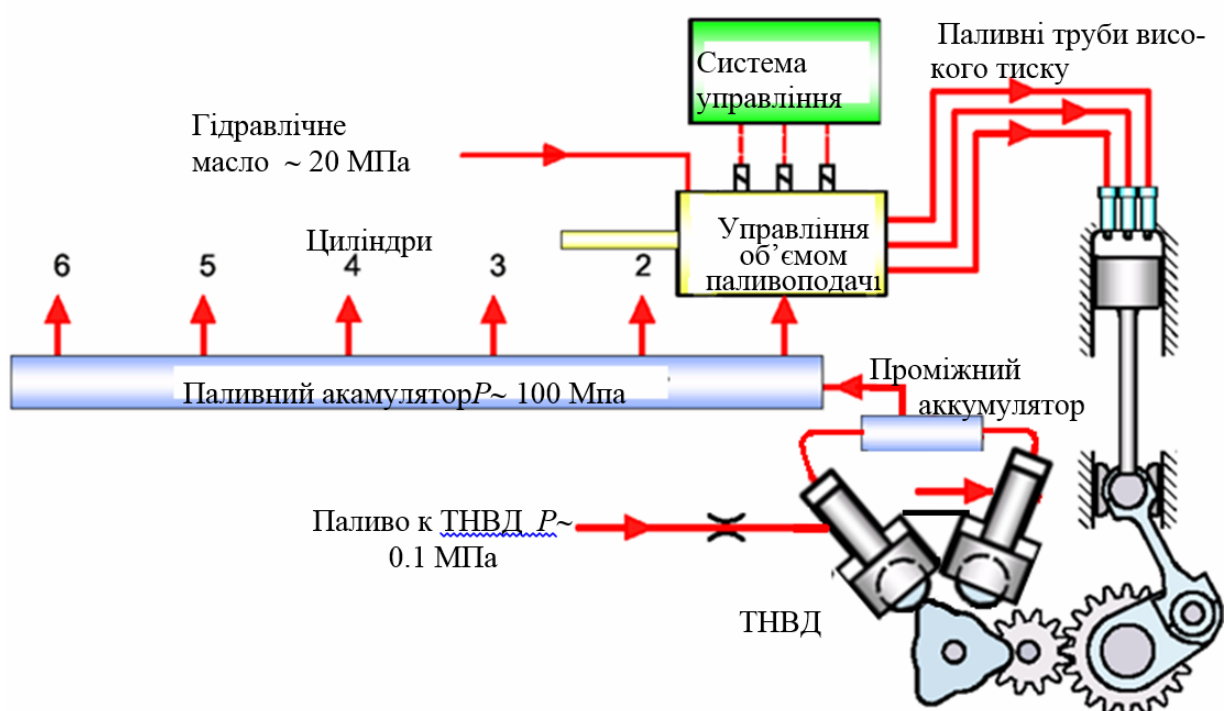
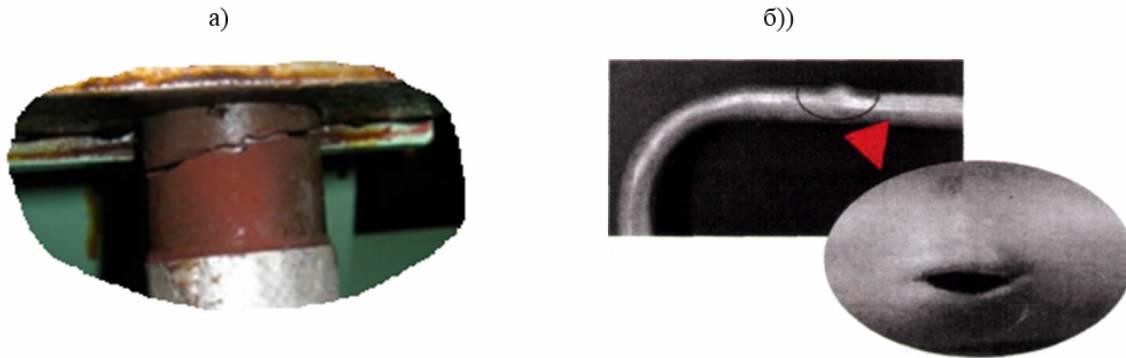


Рис. 1.3. Схема паливної системи акумуляторного типа дизелів серії Sulzer RT-flex

Паливо під тиском 100 МПа надходить в проміжний акумулятор, потім - в основний акумулятор. Паливний акумулятор являє собою товстостінну трубу великої маси, співвідношення внутрішнього і зовнішнього діаметрів якого приблизно дорівнює 3,5. Акумулятор оснащений пристроєм демпфірування ударних хвиль, які утворюються в паливі.

Руйнування паливної апаратури високого тиску. До основних несправностей паливопроводу високого тиску автори в [1] зараховують свищі, поздовжні тріщини і поперечні злами кінцевих головок, викликані кавітаційними зносу паливопроводів, перевищеним тиском палива в них і вигинистою напругою.



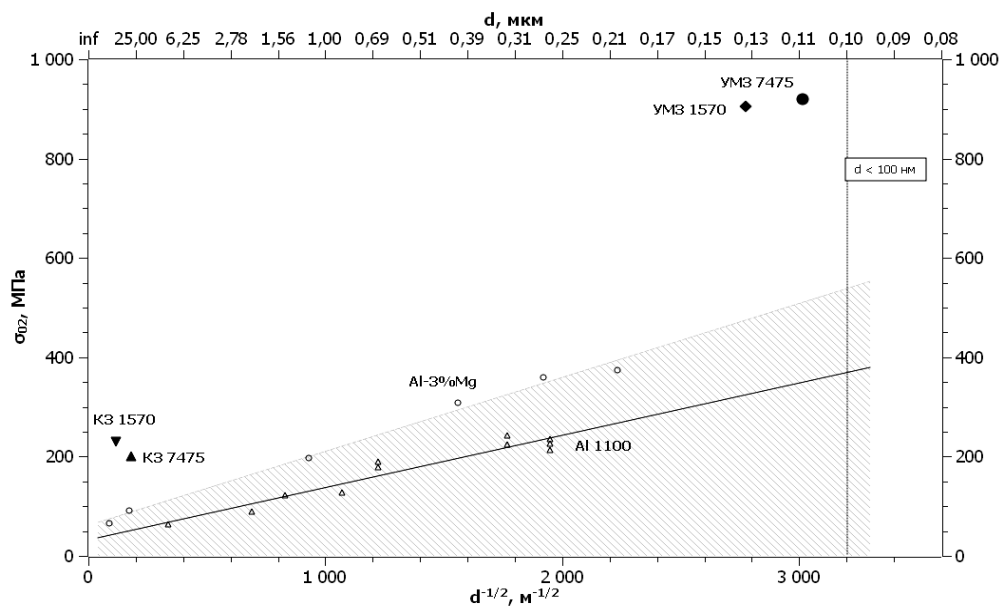
Малюнок 2. Поперечна тріщина труби високого тиску на двигуні Sulzer RT-flex 96C (а) та поздовжньо орієнтоване руйнування (б) під час випробування паливопроводу тиском

До того ж, вище багато раз вказувалося на факт особливого впливу важкого палива на надійність елементів, що пов'язано як з його фізичними властивостями, так і з вмістом негорючих твердих речовин.

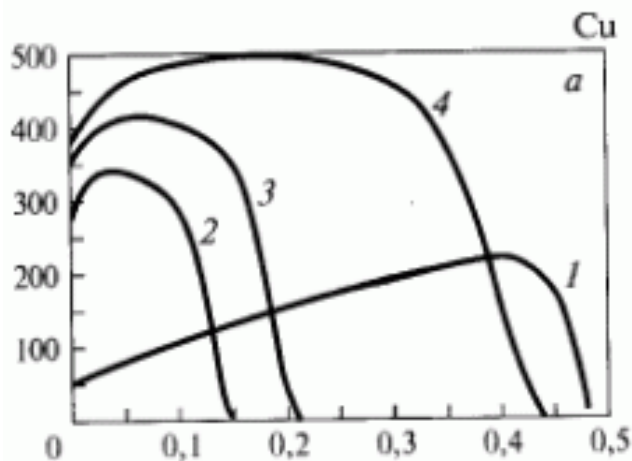
Більш того, сучасні тенденції підвищення тиску палива насосами високого тиску до 140 ... 170 МПа і підігріву палива до 90 ... 100 С вимагають заміни традиційних матеріалів труб на більш міцні матеріали, шляхом використання гофрованих тонкостінних труб з кольорових сплавів і нержавіючих сталей.

Останнім часом досягнуто значного прогресу у матеріалознавстві шляхом використання наноматеріалів. З базових фізичних співвідношень для наноматеріалів було встановлено, що чим менше розмір зерна, тим вище міцність. У лабораторіях було зроблено багато нових відкриттів, і доведено, що таким матеріалам притаманна надміцність [2].

Для прикладу розглянемо алюмінієвий сплав. Зазвичай алюміній має міцність 50-70 МПа. Шляхом наноструктурування досягає 1000 МПа - це можна порівняти з міцністю спеціальної сталі і вище міцності багатьох інших матеріалів. При цьому зберігається легкість і всі інші переваги алюмінію.



Мал.3. Залежність міцностей матеріалу з алюмінію від розміру



Мал.4. Криві залежності напруги у МПа, що приводить до течії наноструктурних матеріалів Cu від величини відносної деформації

Як видно з малюнку, суттєве зміцнення матеріалу з алюмінію відбувається при розмірі зерна 250-100 нм, при цьому міцність зростає з 200 МПа для алюмінію 100 до значення 950 МПа для УМЗ 570.

Виявляється, що у об'ємних наноструктурних матеріалів пластичність також підвищується: це так званий парадокс міцності і пластичності. У випадку алюмінію пластичність збільшується у 2,5-3,0 рази. Це досить складний процес, тому що, як виявилось, на властивості матеріалу впливають не тільки малі розміри зерна, а й структура кордонів між зернами.

Коли у матеріалі великий розмір зерна, щільність цих кордонів не дуже висока і вони не грають центральну роль. Але коли розмір зерна малий, щільність кордонів підвищується і багато властивостей матеріалу визначаються саме будовою кордонів.

Наведемо приклад досліджень матеріалів, отриманих з міді для різних розмірів частинок, з яких вони отримані. Результати механічних випробувань на розтяг для Cu-матеріалу показані на мал. 4, де наведені криві «напруга-деформація» для грубозернистого та нанозернистого. Вихідні грубозернисті Cu-матеріали (крива 1) з розміром зерен близько 30 мкм проявляють типову поведінку, яка пов'язана з низькою межею пружності, незначним деформаційним зміцненням і високою пластичністю.

Однак ситуація принципово змінюється для Cu-матеріалу з розміром зерен 50 нм. Тут помітний не тільки подальше зростання міцності, що досягає рекордних значень для Cu, але і значне збільшення пластичності (крива 4 на мал.4).

Стаття містить теоретичне узагальнення і новій розвиток актуального науково-практичного завдання встановлення причини розриву трубопроводів високого тиску паливної системи та створення протидії цьому негативному явищу. При виготовленні трубопроводів високого тиску з традиційних матеріалів є ризик розриву трубопроводу, так як вони мають велику міцність, але малу пластичність. Використання сучасних матеріалів, виготовлених з нанопорошки мають значно більшу міцність та значна пластичність (до 30-40% відносно видовження не приводить до руйнування). Тому ми пропонуємо використовувати в виготовленні трубопроводів високого тиску у паливній апаратурі сучасних двигунів такі матеріали.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Стеценко М.С Підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового мало обертового дизеля /Автореферат дис. на здобуття наук. ступ. канд. тех.. наук. - Одеса "Національний університет "Одеська морська академія " -2016.-25 с.
2. Наноматеріали і нанотехнології: підруч. для студентів ВНЗ / В. О. Богуслаєв, О. Я. Качан, Н. Є. Калініна та ін. ; під заг. ред. В. О. Богуслаєва. – Запоріжжя : АТ "Мотор Січ", 2015. – 202 с.

УДК 574.54(265.4)

Алексєєва О.С., викл., кер. доц. Касілов Ю.І.
Національний університет «Одеська морська академія»

Сучасний стан засобів боротьби з забрудненням моря сміттям

Стан вод Світового океану викликає велике занепокоєння. В останній час актуальності набуває проблема забруднення морського середовища, яка пов'язана зі скиданням у моря й океани сміття під час експлуатації морських транспортних засобів. Здебільшого в морське середовище сміття потрапляє внаслідок скидання з суден харчових, побутових, експлуатаційних відходів тощо. Забруднення, спричинені потраплянням сміття у море, порушують природні процеси та взаємозв'язки, що негативно впливає на морські біоми.

У п. 4 ст. 1 Конвенції ООН з морського права 1982 року надається визначення терміна “забруднення морського середовища”, що означає привнесення людиною, прямо чи опосередковано, речовин або енергії в морське середовище, включаючи естуарії, що призводить або може призвести до таких згубних наслідків, як шкода живим ресурсам і життю в морі, небезпека для здоров'я людини, створення перешкод для діяльності на морі, у тому числі для рибальства та інших правомірних видів використання моря, зниження якості використовуваної морської води та погіршення умов відпочинку.

Найбільше значення щодо особливостей регулювання забруднення з суден мають універсальні норми, встановлені на рівні Міжнародної морської організації (далі – ІМО).

Протягом останніх десятиліть зростання числа і розмірів суден та обсягу перевезених ними вантажів супроводжується роботою ІМО з вироблення правових і технічних норм, що забезпечують підвищення екологічної чистоти і безпеки судноплавства.

Основним загальноприйнятим збірником норм та правил, спрямованим на захист від забруднення морського середовища з суден є Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 р., змінена Протоколом до неї 1978 р. (далі – МАРПОЛ). Вона охоплює не лише випадкові і експлуатаційні забруднення довкілля нафтопродуктами, але також забруднення моря з суден хімікаліями, вантажами в пакетованій формі,

стічними водами, сміттям і забруднення повітряного середовища. Правила по запобіганню забрудненню з суден наведені в шести Додатках до Конвенції.

У Додатку V Конвенції МАРПОЛ зафіксовані Правила по запобіганню забрудненню сміттям.

У липні 2011 року Комітет з захисту морського середовища (далі – КЗМС) на 62-й сесії прийняв резолюцію МЕРС.201(62), в якій містилися переглянуті положення Додатку V до Конвенції МАРПОЛ. Зазначена резолюція вступила у силу 1 січня 2013 року. В березні 2012 року КЗМС затвердив “Руководство 2012 года по осуществлению Приложения V к Конвенции МАРПОЛ” (резолюція МЕРС.219(63)) та “Руководство 2012 года по разработке планов управления ликвидацией мусора” (резолюція МЕРС.220(63)).

Відповідно до резолюції МЕРС.220(63) судна (валовою місткістю 100 і більше; судно, сертифіковане для перевезення 15 і більше осіб, а також стаціонарна і плавуча морська платформа) повинні мати план управління ліквідацією сміття, який передбачає процедури зведення до мінімуму, збору, зберігання, обробки і видалення сміття, включаючи використання наявного на судні обладнання.

Переглянутий Додаток V до Конвенції МАРПОЛ містить нову редакцію визначення “Сміття”, що включає всі види харчових, побутових і експлуатаційних відходів, всі види пластмас, залишки вантажу, золу з інсинератора, кулінарний жир, знаряддя лову та туші тварин, які утворюються в процесі нормальної експлуатації судна і підлягають постійному або періодичному видаленню, за винятком речовин, визначення або перелік яких наведені в інших частинах Правил. Сміття не включає свіжу рибу і її залишки, що утворюються в наслідок промислових операцій під час рейсу або в результаті діяльності, пов’язаної з аквакультурою.

Також, у нових вимогах збережені категорії сміття “пластмаса”, “харчові відходи”, “зола з інсинератора” та введені нові категорії сміття з наступними визначеннями.

“Побутові відходи” – всі види відходів, не охоплені іншими частинами Правил, які утворюються в житлових приміщеннях судна. Побутові відходи не включають побутові стічні води.

“Кулінарний жир” – будь-який тип харчового масла або тваринного жиру, що використовується або призначений для використання з метою підготовки чи приготування їжі, але не включає самі продукти харчування, які готуються з використанням цих масел і жирів.

“Експлуатаційні відходи” – всі тверді відходи (шлам включно), що не охоплені іншими частинами Правил, які збираються на борту під час поточного технічного обслуговування або експлуатації судна або використовуються для розміщення та обробки вантажу. До експлуатаційних відходів належать також миючі засоби та присадки, що містяться у вантажному трюмі і промивній воді. Експлуатаційні відходи не включають

побутові стічні води, нафтовмісні трюмні води або інші подібні скидання, важливі для експлуатації судна, враховуючи ці Правила.

“Залишки вантажу” – залишки будь-якого вантажу, не охоплені іншими частинами Правил, що залишаються на палубі або в трюмах після навантаження або вивантаження, включаючи надлишки або розсипи при навантаженні і вивантаженні, незалежно від того, чи знаходиться вантаж в сирому або сухому стані, або такі, що опинилися в промивній воді, але крім пилу від вантажу, що залишається на палубі після її змивання, або пилу на зовнішніх поверхнях судна.

“Туші тварин” – тіла будь-яких тварин, які перевозяться на судні у якості вантажу і які померли або піддалися евтаназії під час рейсу.

“Знаряддя лову” – будь-який фізичний пристрій або його частина, або поєднання предметів, які можуть бути поміщені на або у воду, чи на морське дно з наміченою метою вилову або здійснення контролю для подальшого вилову чи видобутку морських або прісноводних організмів.

Відповідно до вимог Додатку V сміття поділяється на наступні категорії, як визначено у відповідних Правилах:

- A – пластмаси;
- B – харчові відходи;
- C – побутові відходи;
- D – кулінарний жир;
- E – зола з інсинератора;
- F – експлуатаційні відходи;
- G – залишки вантажу;
- H – туші тварин;
- I – знаряддя лову.

Нова категоризація сміття заснована на тому, що може та не може скидатися у море у дорозі, а також яке сміття повинно бути здане в портові приймальні споруди окремо для переробки або повторного використання.

В залежності від району експлуатації судна та при дотриманні вимог зазначених у Правилах 4, 5, 6 Додатку V дозволено скидання сміття категорій “B – харчові відходи”, “G – залишки вантажу”, “H – туші тварин”. Скидання сміття інших категорій заборонено, за виключенням м'яких засобів або присадок, що містяться у воді для миття вантажних трюмів, палуб і зовнішніх поверхонь судна.

Винятки відносно забезпечення безпеки судна та людей, що знаходяться на його борту та втрат внаслідок аварій містяться у Правилі 6 Додатку V.

Хоча м'які засоби та присадки, що містяться в трюмній воді, а також у промивній воді палуб і зовнішніх поверхонь, вважаються “експлуатаційними відходами” і тому “сміттям”, ці мийні засоби та присадки можуть скидатися в море, якщо вони вважаються безпечними для морського середовища, тобто якщо вони: не є шкідливими речовинами відповідно до критеріїв Додатку III Конвенції МАРПОЛ; не містять компонентів, які є канцерогенними, мутагенними або репротоксичними. На підтвердження цього на судні

повинні бути у наявності документи виробників миючих засобів або присадок, які свідчать про задоволення критеріїв безпеки для морського середовища.

Додатком V передбачено видалення залишків вантажу, тобто залишків вантажу, котрі не можуть бути видалені загальнодоступними засобами та методами вивантаження, за умови якщо вони не містять речовин, що класифікуються як шкідливі для морського середовища відповідно до “Руководство 2012 года по осуществлению Приложения V к Конвенции МАРПОЛ” (резолюція МЕРС.219(63) з поправками). Крім того, навалювальні вантажі повинні класифікуватися як шкідливі або не шкідливі для морського середовища згідно з додатку I Додатку V до Конвенції МАРПОЛ і відповідним чином декларуватися відправником вантажу.

Суттєвими умовами скидання сміття згідно з правилом 6.1.2 Додатку V вважається: рейс виконується між портами в межах особливого району; в портах відсутні адекватні приймальні споруди; при виконанні вищезазначених умов на відстані більше 12 миль від берегу.

Пристрої для збору та зберігання сміття мають забезпечувати збір та зберігання сміття по дев'яти категоріях, залежно від того, що застосовне до судна. Для кожного виду сміття, що відноситься до категорії “побутове сміття”, рекомендовано передбачити окремі ємкості. Пристрої для зберігання сміття можуть бути змінними або стаціонарними. В обох випадках пристрої повинні мати гладкі внутрішні поверхні, а також відповідне маркування.

В залежності від типу судна, району плавання, кількості членів екіпажу та пасажирів, наявності портових приймальних споруд судна можуть бути оснащені інсинераторами, пресувачами, подрібнювачами або іншими пристроями для обробки сміття. Спалювання харчових відходів в інсинераторах, схвалених для спалювання харчових відходів, зможе вирішити проблеми їх скидання у море, в тому числі в подрібненому вигляді.

Скидання харчових відходів в дорозі дозволено тільки у подрібненому вигляді до такого стану, щоб їх частки проходили через грохот з отворами розміром не більше 25 мм. Харчові відходи не повинні бути забруднені будь-яким іншим видом сміття.

Викладення вимог Додатку V до Конвенції МАРПОЛ відносно наявних обмежень щодо скидання різних категорій сміття у море наведено нижче:

1. Скидання в море усіх видів пластмас заборонено.

2.1. За межами особливих районів скидання харчових відходів дозволено коли судно знаходиться у дорозі:

2.1.1. на відстані 12 миль і більше;

2.1.2 на відстані від берегу 3 милі і більше у випадку подрібнення харчових відходів до частинок розміром не більше 25мм;

2.2. В межах особливих районів скидання харчових відходів дозволено коли судно знаходиться у дорозі:

2.2.1. на відстані 12 миль і більше від найближчого берегу або найближчого шельфового льодовика у випадку подрібнення харчових відходів до частинок розміром не більше 25мм; в районі Антарктики скидання відходів з птиці тільки після стерилізації.

3. Скидання в море побутового сміття заборонено.

4. Скидання в море кулінарного жиру заборонено.

5. Скидання в море золи з інсинератора заборонено.

6.1. За межами особливих районів скидання експлуатаційних відходів заборонено, за винятком води, яка містить м'які засоби та присадки, що не є шкідливими для морського середовища, під час миття вантажних трюмів, палуб і зовнішніх поверхонь;

6.2. В межах особливих районів скидання експлуатаційних відходів заборонено, за винятком промивної води, яка містить м'які засоби та присадки, що не є шкідливими для морського середовища:

6.2.1. з вантажних трюмів судна на відстані 12 миль і більше від найближчого берегу або найближчого шельфового льодовика, коли судно знаходиться у дорозі при дотриманні умов правила 6.1.2 Додатку V;

6.2.2. з поверхонь палуби або інших зовнішніх поверхонь судна.

7.1. За межами особливих районів скидання залишків вантажу дозволено, якщо судно знаходить у дорозі на відстані від берегу 12 миль і більше (за умови відсутності у залишках вантажу речовин шкідливих для морського середовища);

7.2. В межах особливих районів скидання залишків вантажу з промивною водою дозволено, якщо судно знаходиться у дорозі, при дотриманні умов правила 6.1.2 Додатку V.

8.1. За межами особливих районів скидання туш тварин дозволено настільки далеко від берегу, наскільки це можливо;

8.2. В межах особливих районів скидання туш тварин заборонено.

9. Скидання в море знаряддя лову заборонено.

У МАРПОЛ також визнається необхідність введення більш жорстких вимог до збереження і захисту так званих особливих районів в силу їх екологічних умов і характеристик судноплавства.

Антарктика має статус особливого району з 1992 року. Міжнародний кодекс для суден, що експлуатуються в полярних водах набрав чинності 1 січня 2017 року. Полярний кодекс для суден, які плавають в арктичних і антарктичних водах, передбачає спеціальні заходи щодо захисту полярних вод від забруднення, згідно з яким скидання сміття за борт повністю заборонено.

Комітет з захисту морського середовища Міжнародної морської організації на 70-й сесії прийняв резолюцію МЕРС.277(70). Зокрема в ній містяться зміни щодо Додатку V до Конвенції МАРПОЛ, які вступають в дію 1 березня 2018 року.

Зміни будуть стосуватися Правила 4 (про скидання сміття за межами особливих районів) та Правила 6 (про сміття в особливому районі) Додатку

V, а саме: додаються нові пункти в частині декларування вантажовідправником сухого навалювального вантажу, чи є вантаж шкідливим або не шкідливим для морського середовища, а також нові пункти про заборону скиду залишків вантажу та миючих засобів у промивній воді, що містить шкідливі речовини.

Крім того, вводиться новий Додаток I в частині критеріїв класифікації сухого навалювального вантажу, шкідливого для морського середовища, та поправки до форми Журналу операцій зі сміттям у Додатку II з розділенням цієї форми на Частину I (пластмаси, харчові відходи тощо) та Частину II (залишки вантажу).

У нових вимогах буде присутня окрема категорія сміття “електронні відходи”, що визначається як будь-яке електронне обладнання, включаючи його компоненти, збірні та витратні матеріали, коли вони утилізуються як відходи. Слід також відмітити, що в Журналі операцій зі сміттям додаються категорії сміття: “залишки вантажу не шкідливих для морського середовища” та “залишки вантажу шкідливих для морського середовища”.

Будь-яке порушення конвенції МАРПОЛ забороняється. Якщо порушення скоєно, то санкції за це порушення застосовуються до винних осіб відповідно до законодавства країни місця порушення.

Відповідно до Додатку V загальна заборона поширюється на скидання будь-якого сміття з суден, при цьому на скидання пластмас накладено повну заборону, застосовувану в глобальному масштабі.

Ця заборона спричинена намаганням встановити масштаб та знизити критичний рівень забруднення морів пластмасами. Крім того, у пластмасових виробах часто містяться різні добавки, які вивільняються при розкладі пластику і вбудовуються в харчовий ланцюг морських мешканців. Розпад великих шматків пластмаси призводить до утворення великої кількості дрібних і, можливо, ще більш шкідливих для навколишнього середовища частинок. Потім під дією хвиль, нагрівання або ультрафіолетових променів пластик розпадається на дрібні частинки діаметром менше 5 мм. Велика частина цього пластику є плаваючі нижче поверхні води частинки.

Викинуті або втрачені синтетичні знаряддя лову складають значну частину морського сміття, яке представляє собою зростаючу проблему для морських екосистем. Рівень забруднення такими знаряддями лову виріс значно за останні десятиліття в зв'язку зі збільшенням масштабів промислових операцій і широким застосуванням стійких синтетичних матеріалів. В даний час таке сміття становить близько 10% від усього морського сміття, його обсяг доходить до сотень тисяч тонн в рік. Викинуті знаряддя лову є одним з найбільш проблемних видів морського сміття, оскільки вони можуть залишатися в океані протягом багатьох років, часто продовжуючи затягувати в свої сітки рибу та інших морських тварин і вбивати їх.

Міжгалузеві спільні проекти все частіше спрямовуються на вирішення проблеми накопичення сміття в океані з використанням різних методів. Мета новітніх розробок полягає в тому, щоб встановити загальні закономірності в підборі компонентів і технологічних параметрів при виготовленні пластмас і синтетичних виробів, що поєднують високий рівень експлуатаційних характеристик (міцність, екологічну безпеку тощо) зі здатністю до біорозкладення, і навчитися регулювати процеси їх деструкції. В результаті наукових розробок з'явилися мікроорганізми, спроможні розкласти пластик на екологічно безпечні складові, що вже не завдають шкоду морському середовищу. Це в подальшому дозволять знизити критичний рівень забруднення океанів, зокрема зменшення кількості сміття, що надходить в океани.

На даний час розширена, змінена і оновлена конвенція МАРПОЛ залишається найбільш значущим і всеосяжним міжнародним договором у сфері попередження забруднення морського середовища і атмосфери з суден в процесі експлуатації або при аваріях. Забезпечуючи міцну основу для значного і постійного скорочення забруднення з суден, Конвенція зберігає свою актуальність і сьогодні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Міжнародна конвенція по запобіганню забрудненню з суден 1973 р., з поправками 1984, 1985, 1987, 1990 і 1992 р. з Протоколом 1978 року до неї [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua>.
2. Руководство 2012 по выполнению Приложения V к Конвенции УКОВОДСТВО МАРПОЛ 73/78 (резолюция ИМО МЕРС.219(63)).
3. Руководство по применению положений Международной конвенции МАРПОЛ 73/78 (НД № 2-030101-026). Российский морской регистр судоходства. – С–Петербург, 2017.
4. Правила по запобіганню забрудненню з суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2011.
5. Правила по запобіганню забрудненню з суден (Бюлетень №1 змін та доповнень). Регістр судноплавства України. – Київ, 2014.
6. Правила по запобіганню забрудненню з суден (Бюлетень №3 змін та доповнень). Регістр судноплавства України. – Київ, 2017.

УДК 620.19 (076)

Лебедев А.Б., рук. доц. Лапина О.И.

Національний університет «Одеська морська академія»

Анализ прогиба консольной балки с использование методов математического моделирования

Решение инженерных задач требует принятия многокритериальных решений. В этом направлении представляется перспективным развитие работ

по синтезу теоретических и феноменологических моделей для описания влияния нагрузок на прочностные характеристики конструкций.

При исследовании влияния нагрузок на прочностные характеристики были использованы результаты экспериментов лабораторной работы на тему «Исследование прогиба консольной балки», которые проводят курсанты в рамках изучения дисциплины «Сопротивление материалов». Результаты экспериментов представлены в таблице 1.

Для интерпретации результатов эксперимента был использован генерированный план с 20-ью опытными точками (таблица 2). Изменялось два фактора эксперимента: нагрузка $X_1=12,5\pm 7,5$, Н, и величина плеча $X_2=35\pm 25$, см. Произведено кодирование этих факторов в пределах эксперимента.

Таблица 1

Результаты экспериментальных исследований

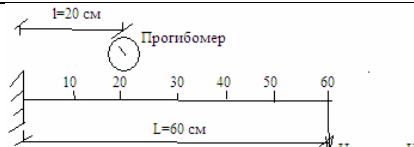
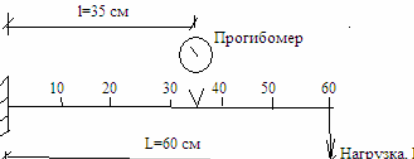
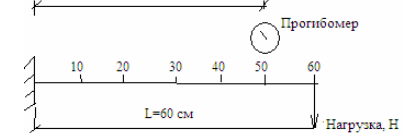
Нагрузка, Н	Величина прогиба в зависимости от плеча L, см						Положение прогибомера при длине плеча L=60см
	10	20	30	40	50	60 см	
Положение прогибомера l=20 см							
5	1		7	10	16	19	
10	2,5		15,5	22,5	30	33,5	
15	4		24	33	39,5	44	
20,08	5,5		32	41	49	56	
Положение прогибомера l=35 см							
5	2,5	9	15	20	30	41	
10	5	16	30	44	60	76	
15	7,5	24	42	66	88	110	
20	10	31	59	86	119	140	
Положение прогибомера l=50 см							
5	3	10	23	32		66	
10	6	20	42	72		130	
15	9	34	68	108		198	
20	13	45	87	142		265	

Таблица 2

Кодирование переменных

Нагрузка P, X_1		Величина прогиба, X_2	
Натуральные значения, Н	Кодированные значения	Натуральные значения, см	Кодированные значения
5	- 1	10	- 1
10	- 0,333	20	- 0,6
15	+ 0,333	30	- 0,2
20	+ 1	40	+ 0,2
		50	+ 0,6
		60	+ 1

План эксперимента с кодированными значениями и результатами экспериментов для L=60 см показан в таблице 3.

По результатам в программе «Сотрех» построены математические модели для величины плеча L равного 20, 35, и 60 см. Для серии экспериментов с $L=60$ см математическая модель и ее графическая интерпретация показана на рисунке 1.

Таблица 3

План эксперимента

5	0,1	-1	-1	0,5	3
5	0,2	-1	-0,6	1	10
5	0,3	-1	-0,2	1,5	23
5	0,4	-1	0,2	2	32
5	0,6	-1	1	3	66
10	0,1	-0,333	-1	1	6
10	0,2	-0,333	-0,6	2	20
10	0,3	-0,333	-0,2	3	42
10	0,4	-0,333	0,2	4	72
10	0,6	-0,333	1	6	130
15	0,1	0,333	-1	1,5	9
15	0,2	0,333	-0,6	3	34
15	0,3	0,333	-0,2	4,5	68
15	0,4	0,333	0,2	6	108
15	0,6	0,333	1	9	198
20	0,1	1	-1	2	13
20	0,2	1	-0,6	4	45
20	0,3	1	-0,2	6	87
20	0,4	1	0,2	8	142
20	0,6	1	1	12	265

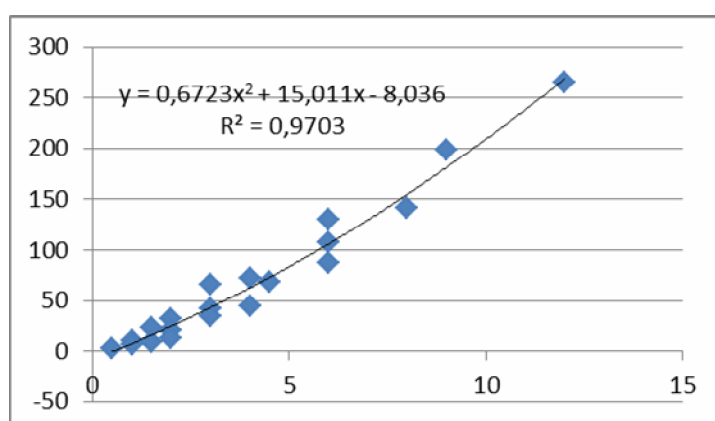


Рис.1. Математическая интерпретация результатов эксперимента

Влияние факторов эксперимента в зоне минимальных и максимальных значений (рисунок 2) показывает, что момент зависит от нагрузки и от плеча.

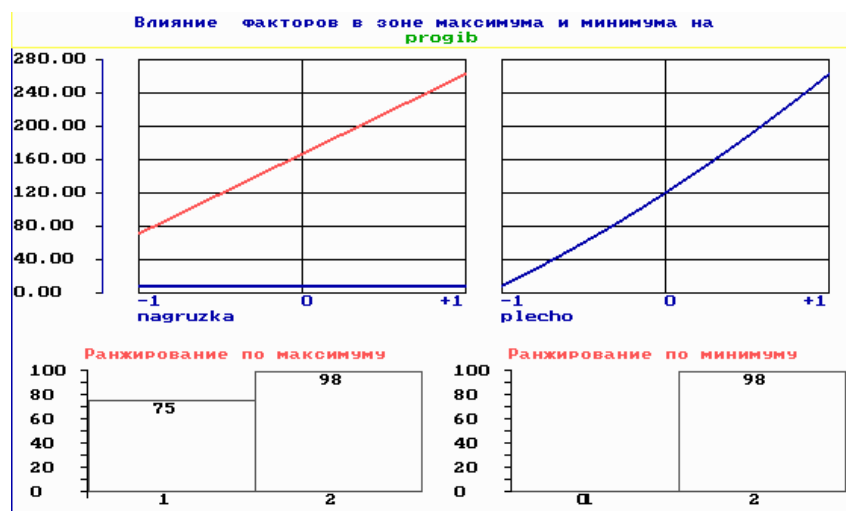


Рис. 2 Однофакторные зависимости влияния факторов эксперимента

Расчет математической модели в программе «Compex»
CompEx 2009.01. Copyright (c) BoNi Software 1990

Уровень риска = 0.200

Критерий Studenta = 1.282

Ошибка эксперимента(T_s) = 3.801

N	Коэффициенты	T_s
1	$b_0 = 70.713$ (160.565)	
2	$b_1 = 47.799$ (156.945)	
3	$b_2 = 79.122$ (243.188)	
4	$b_{11} = -0.112$ (0.224)	
5	$b_{22} = 15.357$ (29.772)	
6	$b_{12} = 48.040$ (110.191)	

N	Коэффициенты	T_s
1	$b_0 = 70.650$ (207.527)	
2	$b_1 = 47.799$ (156.945)	
3	$b_2 = 79.122$ (243.188)	
4	$b_{12} = 48.040$ (110.191)	
5	$b_{22} = 15.357$ (29.772)	

N	YE	Y	DELTA	DELTA**2
1	3.000	7.127	-4.127	17.031
2	10.000	9.731	0.269	0.072
3	23.000	17.250	5.750	33.067
4	32.000	29.682	2.318	5.372
5	66.000	69.290	-3.290	10.825
6	6.000	6.966	-0.966	0.933
7	20.000	22.387	-2.387	5.699
8	42.000	42.723	-0.723	0.522
9	72.000	67.973	4.027	16.220
10	130.000	133.215	-3.215	10.335
11	9.000	6.805	2.195	4.818

12	34.000	35.024	-1.024	1.049
13	68.000	68.158	-0.158	0.025
14	108.000	106.206	1.794	3.220
15	198.000	197.044	0.956	0.915
16	13.000	6.644	6.356	40.398
17	45.000	47.680	-2.680	7.185
18	87.000	93.631	-6.631	43.972
19	142.000	144.496	-2.496	6.230
20	265.000	260.968	4.032	16.255

Суммы по строкам -0.000 224.143
Число степеней свободы эксперимента 15
Ошибка эксперимента 2.9648
Дисперсия неадекватности 14.9429
Ошибка неадекватности 3.8656
Критерий Fisher = 1.7000
Критерий Fkr = 1.7000
Kzm = 1.000 NSe = 2.965

Ymin = 6.644 Ymax = 260.968
 Xmin Xmax
1 1.000 1.000
2 -1.000 1.000

Проведенные исследования коррелируют с расчетными значениями момента на 98-98,5 %. Причем, чем больше значение L, тем больше корреляции между расчетными и моделированными значениями момента. Отклонение значения корреляции на 1,5 -2% вызвано, скорее всего, неточностью измерений.

Таким образом, на примере решения простой расчетной задачи, показана возможность использования моделирования результатов экспериментов. Дальнейшее развитие этого направления позволит решать широкий комплекс инженерных задач.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моделирование и оптимизация комплекса свойств защитно-декоративных покрытий с добавкой цеолита/ Вознесенский В.А., Лапина О.И., Ляшенко Т.В., Карапузов Е.К.// Современные строительные конструкции из металла и древесины. –Одесса, ОГАСА, 1997, С.282-289.
2. Сопротивление материалов: лабораторный практикум / В.В. Тарапата, Б.В. Лебедев, – Одесса: ОНМА, 2011. – 28 с.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих дослідників
"Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт",
14.12.2017.

Підписано до друку 5.12.2017. 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