

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова робота
на правах рукопису

Маулевич Владислав Олегович

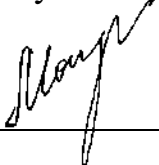
УДК 621.436:629.128.6

ДИСЕРТАЦІЯ
ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ
В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»
«05 – технічні науки»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело


Маулевич В. О.

Науковий керівник: Варбанець Роман Анатолійович, д.т.н., професор

Перший примірник дисертації є ідентичним

за змістом зі всіма іншими примірниками

Вчений секретар  Дрожжин О. Л.

Одеса – 2020

АНОТАЦІЯ

Маулевич В. О. Визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 – «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» («05 – технічні науки»). – Одеський національний морський університет, Одеса, 2020.

Дисертація присвячена актуальній проблемі розробки наукових методів визначення основних, найбільш значущих для діагностики технічного стану параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації. Проведений аналіз показав, що існуючі методи потребують доопрацювання і вдосконалення.

Вирішення цієї наукової задачі полягає в розробці методів визначення основних параметрів робочого процесу шляхом аналізу індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску за методикою, яка застосовується в системах DEPAS D4.0H. В якості основних завдань дослідження можна виділити наступні:

- аналіз існуючих методів контролю основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації;
- розробка методу визначення фази початку згоряння в циліндрі шляхом чисельної обробки індикаторної діаграми;
- розробка методу визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі шляхом аналізу фази початку згоряння і вібродіаграм впорскування палива;
- удосконалення методу розрахунку частоти обертання колінчастого валу шляхом аналізу часових діаграм тиску в робочому циліндрі, що в подальшому дозволяє підвищити точність визначення індикаторної потужності;

– удосконалення методу визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі – по розгорнутим індикаторним діаграмам.

У першому розділі дано аналіз стану проблеми і досліджено шляхи її вирішення. На підставі аналізу робіт вітчизняних і зарубіжних авторів (Івановський В. Г., Фомін Ю. Я., Семенов В. С., Варбанець Р. А., Stefan Neumann, Klaas Visser, Douwe Stapersma та ін.) літературних джерел виділено методи визначення основних параметрів робочого процесу, що відповідають за достовірну та ефективну діагностику технічного стану транспортних дизелів в умовах експлуатації. За основу прийнята методика, застосована в системах DEPAS D4.0H, розроблених на кафедрі СЕУ і ТЕ ОНМУ.

У другому розділі були розроблені методи визначення фази початку згоряння в робочому циліндрі $\phi P'_c$, затримки запалення палива τ_D і частоти обертання колінчастого валу двигуна $n(RPM)$ без використання апаратних фазових датчиків на маховику за допомогою аналізу часових діаграм $P(t)$.

Третій розділ присвячений методам розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності робочих циліндрів.

Четвертий розділ присвячений перевірці адекватності розроблених методів за допомогою математичної моделі робочого процесу дизеля, отриманої в середовищі AVL BOOST. Сама математична модель верифікована за даними ходових випробувань (Sea Trials) суден “FMG GRACE” з головним двигуном MAN B&W 6S70MC-C.8.1 і “MINERAL YANGFAN” з головним двигуном MAN B&W 6G70ME-C.9.2. Такий спосіб верифікації застосований для того, щоб мати можливість перевірки адекватності розроблених методів у всьому діапазоні зміни навантажувальних режимів двигуна, а не тільки в декількох контрольних точках, доступних за даними Sea Trials.

Розроблені методи впроваджені в програмне забезпечення системи моніторингу морських дизелів DEPAS D4.0H, яка широко використовується в практиці експлуатації морських суден різного типу, в системі «Укрзалізниці» та на берего-

вих дизельних електростанціях. Вирішення цього актуального науково-практичного завдання підвищує якість експлуатації і ефективність ремонту транспортних дизелів.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

- вперше розроблено метод розрахунку фази початку згоряння в циліндрі транспортного дизеля по максимуму другої похідної індикаторної діаграми тиску, згладженої фільтром низьких частот *Butterworth*, який на відміну від існуючих методів дозволяє забезпечити абсолютну похибку менше 0,5 градуса повороту колінчастого валу (°ПКВ), що є вдвічі точнішим за існуючі методи;

- вперше запропонований метод визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі, що використовує фази підйому голки форсунки і початку згоряння, який на відміну від існуючих методів дозволив знизити відносну похибку до 3%, що є прийнятним в режимі експлуатації;

- удосконалено метод визначення частоти обертання колінчастого валу по періоду робочого циклу між центрами інтервалів від фази закриття впускних клапанів до фази початку згоряння, який на відміну від існуючих методів не залежить від нерівномірності фази максимального тиску згоряння;

- удосконалено метод визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі шляхом визначення площ елементарних ділянок індикаторної діаграми для розрахунку середніх тисків на них, що дозволило знизити відносну похибку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності до 2,5%, що співпадає з вимогами морських сертифікаційних товариств. На відміну від існуючих, вдосконалений метод не залежить від частоти дискретизації запису індикаторних діаграм.

Обґрунтованість наукових результатів, висновків і рекомендацій, що містяться в роботі, обумовлена використанням коректних математичних моделей і чисельних методів розв'язання задач обробки експериментальних даних. Достовір-

ність наукових результатів роботи підтверджена відповідністю, з допустимою похибкою, результатам морських натурних випробувань (Sea Trials) розрахункових значень параметрів робочого процесу.

Виконана робота відповідає паспорту спеціальності "05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту ":

– за **формулою спеціальності**: «Галузь науки і техніки, яка займається проблемами створення методологічних основ оптимального технічного використання засобів транспорту (обладнання та засобів забезпечення транспортних робіт), їх технічної експлуатації, технічного обслуговування і ремонту, ... створення умов для високоефективного використання засобів транспорту...», *завдяки розробленню та вдосконаленню методів визначення основних параметрів робочого процесу, що дозволяють здійснювати ефективну діагностику технічного стану транспортних дизелів в процесі експлуатації.*

– за **напрямами досліджень**:

п.1 – «теоретичні основи ...експлуатації, технічного обслуговування засобів транспорту...»;

п.3 – «...методи профілактичного обслуговування засобів транспорту, розроблення засобів діагностики...»;

п.7 – «Створення наукових основ і методів розрахунку параметрів ... засобів транспорту ..., розроблення методів підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту та їх функціональних систем...»

п.11 – «... **підвищення ефективності контролю технічного стану транспортної техніки, ... впровадження методів і засобів діагностування ... технічного стану засобів транспорту, що забезпечують високу ефективність їх використання та надійність роботи.**».

Практичне значення результатів дисертаційного дослідження полягає в розробці методів контролю параметрів робочого процесу, найбільш значущих для достовірної діагностики технічного стану транспортних дизелів в умовах експлуатації. Розроблені алгоритми використані при оновленні програмного забезпечення

системи моніторингу DEPAS D4.0H, яка широко застосовується на морських судах, в системі дизельних депо «Укрзалізниці» і на берегових дизельних електростанціях. Запропоновані методи є альтернативою дорогим прямим методам визначення основних параметрів робочого процесу в експлуатації за допомогою ряду відомих діагностичних систем (NK-100, NK-200 Autronica A/S, Doctor DK-20, Malin 6000 і т. п.).

У дисертації були розроблені наступні практичні методи визначення параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації: фази початку згоряння і частоти обертання колінчастого валу з подальшим визначенням затримки запалення палива; середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності. Підвищено точність визначення зазначених параметрів при експлуатації транспортних дизелів, що відображено у висновках.

Результати дисертації впроваджені на:

- на судах судноплавної компанії «TRANSSHIP» (Україна), отримано акт впровадження (Додаток А);
- на судах судноплавної компанії «Anglo-Eastern Ukraine» (Україна), отримано акт впровадження (Додаток А).

Наукоємність отриманих результатів та їх спрямованість на детальний аналіз робочого процесу дозволяють використовувати їх у навчальному процесі спеціалізованих технічних вищих навчальних закладів. У зв'язку з цим результати дисертаційного дослідження впроваджені в навчальний процес кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ) Одеського національного морського університету і використовуються при читанні лекцій з дисципліни «Системи діагностування» для студентів старших курсів судномеханічної спеціальності (Додаток А). Результати дослідження також можуть бути використані у судноплавних компаніях при підготовці морських інженерів.

Ключові слова: транспортні дизелі, основні параметри робочого процесу, діагностування, процес експлуатації, ремонт і технічне обслуговування.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Neumann S. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GMBH pressure sensors data / S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov // Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics. - 2019. – №20(2). – р. 19–26. (*Наукометричні бази: SCOPUS [CiteScore (2017): 1,01; SJR(SCImago Journal Rank) (2017): 0.356; SNIP(Source Normalized Impact per Paper) (2017): 0.864], Crossref, IndexCopernicus (ICV): 121.41, EBSCO, BazTech, WorldWideScience.org*)).

2. Ерыганов А. В. Влияние протечек рабочего тела на координату точки максимального роста давления сжатия / А. В. Ерыганов, Р. А. Варбанец, В. О. Маулевич // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ» – 2019. – №1(153). – С. 59–64. (*Наукометричні бази: eLIBRARY.RU, Index Copernicus, CiteFactor, AcademicKeys, Infobase Index, WordCat, Google Scholar*).

3. Варбанець Р. А. Застосування методу безградієнтної оптимізації при синхронізації даних моніторингу робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння / Р. А. Варбанець, Є. В. Белоусов, О. В. Єриганов, В. І. Кирнац, В. О. Маулевич, Н. І. Александровська // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ» – 2018. – №5(149). – С. 9–18. (*Наукометричні бази: eLIBRARY.RU, Index Copernicus, CiteFactor, AcademicKeys, Infobase Index, WordCat, Google Scholar*).

4. Ивановский В. Г. Исследование пусковых качеств и экономичности дизеля при установке гидрозатворных и механических форсунок / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец, В. П. Губанов, Е. И. Жолтиков, Ю. Н. Кучеренко, В. О. Маулевич // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. – 2018. – № 1. – С. 60–66. (*Наукометричні*

бази: *Ulrich's Periodicals Directory*, *DOAJ (Швеція)*, *Academic Search Research & Development*, *Applied Science & Technology Source*, *BSCO Publishing (США)*).

5. Варбанец Р. А. Метод безградиентной минимизации Powell'64 в задачах мониторинга рабочего процесса судовых дизелей / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, А. В. Ерыганов, Ю. Н. Кучеренко, Е. И. Жолтиков, В. О. Маулевич // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. – 2017. – № 4. – С. 49–61. (*Наукометричні бази: Ulrich's Periodicals Directory, DOAJ (Швеція), Academic Search Research & Development, Applied Science & Technology Source, BSCO Publishing (США)*).

6. Варбанець Р. А. Застосування методу безградієнтної оптимізації при синхронізації даних моніторингу робочого процесу суднових двигунів / Р. А. Варбанець, Ю. М. Кучеренко, Є. І. Жолтіков, В. О. Маулевич, І. П. Кріжановська // Суднові енергетичні установки. Науково-технічний збірник. Одеса, Національний університет «Одеська морська академія». – 2019. – № 38. – С. 40–53.

7. Варбанець Р. А. Застосування методу оптимізації в задачах робочого процесу суднових двигунів / Р. А. Варбанець, Є. В. Белоусов, О. В. Єриганов, В. О. Маулевич, Н. І. Александровська, І. П. Кріжановська // Розвиток транспорту. Науковий журнал. Одеса, Одеський національний морський університет. – 2018. – № 2 (3). – С. 90–103.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Ю. Н. Кучеренко, Р. А. Варбанец, В. О. Маулевич. Определение эффективных показателей судовой дизельной энергетической установки // Матеріали XXII міжнародного конгреса двигунобудівників, Національний аерокосмічний університет ім. Н.С. Жуковського «ХАІ» - Харків - Коблево, 4-9 вересня 2017 р.

9. Маулевич В. О. Моделирование рабочего процесса дизеля в среде AVL BOOST // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні

енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсонська державна морська академія - Херсон, 28-29 вересня 2017 р. – С. 356.

10. В. О. Маулевич. Создание детализированной математической модели рабочего процесса дизеля в среде AVL BOOST // Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика, стан і проблеми», НУК ім. адмірала Макарова – Миколаїв, 8-10 листопада 2017 р. – С. 243-244.

11. Р.А. Варбанец, Е.В.Белоусов, А.В.Ерыганов, В.О. Маулевич, Н.И.Александровская. Методы вибродиагностики судовых дизелей с наддувом // Матеріали XXIII міжнародного конгреса двигунобудівників, Національний аерокосмічний університет ім. Н.Є. Жуковського «ХАІ» – Харків – Коблево, 4-9 вересня 2018 р. – С. 57.

12. Varbanets R. A., Yeryganov O. V., Shumilo O. M., Loginov O.V., Kurnats V.I., Maulevych V.O. Marine diesel engines vibration diagnostics methods // Матеріали IX міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсонська державна морська академія – Херсон, 13-14 вересня 2018 р. – С. 202.

13. S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov. Marine diesel working cycle monitoring on the base of IMES pressure sensors data // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції, присвяченій пам'яті професорів Фоміна Ю. Я. і Семенова В. С. (FS - 2019) - Одеський національний морський університет – Одеса – Стамбул – Одеса (пором «Kaunas»), 24-28 квітня 2019 р. – С. 158-168.

14. S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov. Marine diesel working cycle monitoring on the base of IMES pressure sensors data // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Водний транспорт: Сучасний стан та перспективи розвитку», Державний університет інфраструктури та технологій, Київський інститут водного транспорту ім. гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного – Київ, 16-17 травня 2019 р. – С. 106-115.

15. Varbanets R., Kyrylash O., Maulevych V., Yeryganov O. Marine diesel working cycle monitoring on the base of IMES pressure sensors data // Матеріали XI міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2019)», Херсонська державна морська академія – Херсон, 28-30 травня 2019 р. – С. 394-399.

16. Р. А. Варбанец, В. О. Маулевич, Ю. Н. Кучеренко, В. И. Кырнац, Н. И. Александровская. Методы определения основных диагностических параметров рабочего процесса транспортных дизелей в эксплуатации // Матеріали XXIV міжнародного конгреса двигунобудівників, Національний аерокосмічний університет ім. Н.Є. Жуковського «ХАІ» – Харків - Коблево, 2-7 вересня 2019 р.

17. Варбанець Р.А., Маулевич В.О., Кирнац В.І., Кучеренко Ю.М., Губін В.С. Визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації // Матеріали X міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсонська державна морська академія – Херсон, 12-13 вересня 2019 р. – С. 152.

18. В. О. Маулевич, Р. А. Варбанець, І. П. Крижановська. Визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації. В. І. Кирнац, В.О. Маулевич, В. І. Холденко, Р. А. Варбанець, Р. О. Брусник. Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8 по даним Sea Trials в середовищі AVL Boost // Матеріали IX міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика, стан і проблеми», НУК ім. адмірала Макарова – Миколаїв, 7-8 листопада 2019 р. – С. 135, 202-206.

ANNOTATION

Maulevych V. O. Determination of the basic diagnostic parameters of the working process of transport diesels in operation. - Qualified scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Engineering (Doctor of Philosophy) in specialty 05.22.20 - "Operation and repair of means of transport" ("05 - Engineering Sciences"). - Odessa National Maritime University, Odessa, 2020.

The dissertation is devoted to the actual problem of development of scientific methods of determination of the basic, most important for the diagnostics of the technical condition of the parameters of the working process of transport diesels in operation. The analysis shows that the existing methods require refinement and improvement.

The solution to this scientific problem is to develop methods for determining the basic parameters of the workflow by analyzing high-pressure fuel and gas meter diagrams and vibration diagrams using the method used in DEPAS D4.0H systems. The main objectives of the study are the following:

- analysis of existing methods of control of the main parameters of the working process of transport diesels in operating conditions;
- development of a method for determining the phase of combustion in the cylinder by numerical processing of the indicator diagram;
- development of a method for determining the delay of spontaneous combustion of fuel in the working cylinder by analyzing the phase of combustion and vibration diagrams of fuel injection;
- improvement of the method of calculating the crankshaft speed by analyzing the time diagrams of the pressure in the working cylinder, which further improves the accuracy of determining the indicator power;
- improvement of the method of determining the average indicator pressure in the working cylinder - according to the expanded indicator diagrams.

The **first section** analyzes the state of the problem and investigates ways to solve it. On the basis of the analysis of the works of domestic and foreign authors (Ivanovskiy V.G., Fomin Y. Y., Semenov V.S., Varbanets R.A., Stefan Neumann, Klaas Visser, Douwe Stapersma, etc.), literature sources are highlighted. methods of determination of the basic parameters of the working process, which are responsible for reliable and efficient diagnostics of the technical condition of transport diesels in the operating conditions. The methodology adopted in the DEPAS D4.0H systems developed at the SEU and TE ONMU is adopted as a basis.

In the **second section**, methods for determining the starting phase of the combustion cylinder in the working cylinder $\varphi P'_c$, the delay of ignition of fuel τ_D and the rotational speed of the crankshaft of the engine $n(RPM)$ without the use of hardware phase sensors on the flywheel using the analysis of time diagrams $P(t)$.

The **third section** deals with the methods of calculating the average indicator pressure and the indicator capacity of the working cylinders.

The **fourth section** is devoted to the verification of the adequacy of the developed methods using a mathematical model of the diesel workflow obtained in the AVL BOOST environment. The mathematical model itself is verified according to Sea Trials (6S70MC & 6G70ME). This method of verification is applied in order to be able to verify the adequacy of the developed methods throughout the range of changing load modes of the engine, and not only at several control points available from the Sea Trials.

The developed methods are implemented in the software of the monitoring system of marine diesel engines DEPAS D4.0H, which is widely used in the practice of operating ships of various types, in the system "Ukrzaliznytsya" and on shore diesel power plants. Solving this pressing scientific and practical problem increases the quality of operation and efficiency of repair of transport diesels.

The scientific novelty of the obtained results is that:

- for the first time, a method was developed to calculate the combustion start phase in a transport diesel cylinder based on the maximum of the second derived pressure indicator diagram smoothed by a low-pass filter Butterworth, which in contrast to existing

methods allows an absolute error more accurate than existing methods;

- for the first time a method was developed of determining the self-ignition delay of fuel in a working cylinder using the phases of lifting the injector needle and the beginning of combustion, which in contrast to existing methods has reduced the relative error to 3%, which is acceptable in operation;
- the method of determining the crankshaft speed was improved according to the period of the working cycle between the centers of the intervals from the phase of closing the intake valves to the phase of combustion, which, unlike existing methods, does not depend on the uneven phase of the maximum combustion pressure;
- the method of determining the average indicator pressure in the working cylinder was improved by determining the areas of elementary sections of the indicator diagram for calculating the average pressure on them, which reduced the relative error of average indicator pressure and indicator power to 2.5%, which coincides with marine certification societies. Unlike the existing ones, the improved method does not depend on the sampling rate of the indicator charts.

The validity of the scientific results, conclusions and recommendations contained in the work is conditioned by the use of correct mathematical models and numerical methods for solving the problems of processing experimental data. The validity of the scientific results of the work is confirmed by the conformity, with a permissible error, of the results of the Sea Trials of the calculated values of the parameters of the workflow.

The completed work corresponds to the passport of the specialty "05.22.20 - operation and repair of vehicles":

- according to the **formula of the specialty**: «The branch of science and technology, which deals with the problems of creating methodological bases for optimal technical use of vehicles (equipment and means of transportation), their technical operation, maintenance and repair,... creating conditions for high-efficiency use of vehicles ... », *through the development and improvement of methods for determining the basic parameters of the workflow, which allow for effective diagnostics of the technical condition of the transport their diesels in operation.*

– in the **areas of research:**

it. 1 – «theoretical bases ... operation, maintenance of vehicles ... »;

it. 3 – «... methods of preventive maintenance of vehicles, development of diagnostic tools ... »;

it. 7 - «Creation of scientific bases and methods of calculation of parameters ... of means of transport ..., development of methods of increase of efficiency of operation of means of transport and their functional systems ... » ;

it. 11 - **«... improving the efficiency of monitoring the technical condition of transport equipment, ... the introduction of methods and means of diagnosis ... the technical condition of vehicles that ensure high efficiency of their use and reliability».**

The practical significance of the results of the dissertation research is to develop methods for controlling the parameters of the workflow, which are most important for the reliable diagnosis of the technical condition of transport diesels in operating conditions. The algorithms developed for updating the software of the monitoring system DEPAS D4.0H are widely used on ships, in the system of diesel depots "Ukrzaliznytsya" and on shore diesel power plants. The proposed methods are an alternative to expensive direct methods for determining the basic parameters of the workflow in operation using a number of well-known diagnostic systems (NK-100, NK-200 Autronica A/S, Doctor DK-20, Malin 6000, etc.).

The following practical methods for determining the parameters of the workflow of transport diesels in operation have been developed in the dissertation: phases of combustion onset and crankshaft rotation speed, followed by determination of fuel ignition delay; average indicator pressure and indicator power. The accuracy of determination of these parameters is improved during the operation of transport diesels, which is reflected in the conclusions.

The dissertation results are implemented on:

– on the ships of the shipping company "TRANSSHIP" (Ukraine), received the act of implementation;

– On the ships of the shipping company Anglo-Eastern Ukraine (Ukraine), the act of implementation was received.

The specificity of the results obtained and their focus on a detailed analysis of the work process allow them to be used in the educational process of specialized technical universities. In this regard, the results of the dissertation research are introduced into the educational process of the Department of Ship Power Plants and Technical Operation (SEU and TE) of the Odessa National Maritime University and are used in lecturing on the discipline "Diagnostic Systems" for students of senior courses in mechanical engineering. The results of the study can also be used in higher maritime technical schools and shipping companies to train marine engineers.

Keywords: transport diesels, basic parameters of work process, diagnostics, process of operation, repair and maintenance.

LIST OF PUBLISHED PAPERS ON THE DISSERTATION

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Neumann S. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GMBH pressure sensors data / S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov // Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics. - 2019. – №20(2). – p. 19–26. (*Наукометричні бази: SCOPUS [CiteScore (2017): 1,01; SJR(SCImago Journal Rank) (2017): 0.356; SNIP(Source Normalized Impact per Paper) (2017): 0.864], Crossref, IndexCopernicus (ICV): 121.41, EBSCO, BazTech, WorldWideScience.org*)).

2. Eryganov A. V. Influence of Working Body Leaks on the Coordinate of the Point of Maximum Growth of Compression Pressure / A. V. Eryganov, R. A. Varbanets, V. O. Maulevych // Aerospace Engineering and Technology. Scientific and technical journal. Kharkov, National Aerospace University. Zhukovsky NE KhAI - 2019. - №1 (153). - p. 59–64. (Scientometric databases: eLIBRARY.RU, Copernicus Index, CiteFactor, AcademicKeys, Infobase Index, WordCat, Google Scholar).

3. Varbanets R. A. Application of the method of non-gradient optimization in

synchronization of the monitoring data of the workflow of internal combustion engines / R. A. Varbanets, E. V. Belousov, O. V. Eriganov, V. I. Kirnats, V. O. Maulevych, N. I. Alexandrovskaya // *Aeronautical space technology and technology. Scientific and technical journal*. Kharkov, National Aerospace University. Zhukovsky NE KhAI - 2018 - №5 (149). - p. 9-18. (Nau-comet bases: eLIBRARY.RU, Copernicus Index, CiteFactor, AcademicKeys, Infobase Index, WordCat, Google Scholar).

4. Ivanovsky V. G. Investigation of the starting qualities and economy of diesel in the installation of hydraulic and mechanical nozzles / V. G. Ivanovsky, R. A. Varbanets, V. P. Gubanov, E. I. Zholtikov, Y. N. Kucherenko, V. O. Maulevych // *Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technology*. Astrakhan. - 2018. - № 1. - p. 60–66. (Scientometric databases: Ulrich's Periodicals Directory, DOAJ (Sweden), Academic Search Research & Development, Applied Science & Technology Source, BSCO Publishing (USA)).

5. Varbanets R. A. Powell'64, a non-gradient minimization method for monitoring the workflows of marine diesel engines / R. A. Varbanets, V. G. Ivanovsky, A. V. Eriganov, Y. N. Zholtikov, V. O. Maulevych // *Bulletin of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technology*. Astrakhan. – 2017. - № 4. - p. 49-61. (Scientometric databases: Ulrich's Periodicals Directory, DOAJ (Sweden), Academic Search Research & Development, Applied Science & Technology Source, BSCO Publishing (USA)).

6. Varbanets R. A. Application of the method of non-gradient optimization in synchronization of monitoring data of ship engine workflow / R. A. Varbanets, Y. M. Kucherenko, Y. N. Zholtikov, V. O. Maulevych, I. P. Krizhanovskaya // *Ship power plants. Scientific and Technical Collection*. Odessa, Odessa National Maritime Academy National University. - 2019. - № 38. - p. 40-53.

7. Varbanets R. A. Application of the optimization method in the problems of ship engine workflow / R. A. Varbanets, E. V. Belousov, A. V. Eriganov, V. O. Maulevych, N. I. Alexandrovskaya, I. P. Krizhanovskaya // *Development of transport. Scientific journal*. Odessa, Odessa National Maritime University. - 2018. - № 2 (3). - p. 90–103.

Scientific works certifying the approbation of the dissertation materials:

8. Y. N. Kucherenko, R. A. Varbanets, V. O. Maulevych. Determination of Effective Indicators of Ship Diesel Power Plant // Proceedings of XXII International Congress of Engine Builders, National Aerospace University n. of Zhukovsky KhAI - Kharkiv - Koblevo, 4-9 September 2017.

9. V. O. Maulevych. Modeling of diesel workflow in AVL BOOST environment // Proceedings of the VIII International Scientific and Practical Conference "Modern Power Plants for Transport, Technologies and Equipment for Their Maintenance", Kherson State Maritime Academy - Kherson, 28-29 September 2017. - p. 356.

10. V. O. Maulevych. Creation of a detailed mathematical model of the diesel workflow in the AVL BOOST environment // Proceedings of the VIII International Scientific and Technical Conference "Ship Energy, Condition and Problems", NUS. Admiral Makarov - Mykolaiv, 8-10 November 2017. - p. 243-244.

11. R. A. Varbanets, E. V. Belousov, A. V. Eriganov, V. O. Maulevych, N. I. Alexandrovskaya. Methods of vibrodiagnosis of supercharged marine diesel engines // Proceedings of XXIII International Congress of Engine Builders, National Aerospace University n. of Zhukovsky KhAI - Kharkiv - Koblevo, 4-9 September 2018 - p. 57.

12. Varbanets R. A., Yeryganov O. V., Shumilo O. M., Loginov O. V., Kyrnats V. I., Maulevych V. O. Marine diesel engines vibration diagnostics methods // Proceedings of the IX International Scientific and Practical Conference "Modern Energy Installations for Transport, Technologies and Equipment for Maintenance", Kherson State Maritime Academy - Kherson, 13-14 September 2018. - p. 202 .

13. S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov. Marine diesel working cycle monitoring on the base of IMES pressure sensors data // Proceedings of the International Scientific Conference on the Memory of Professors Fomin Y. Y. and Semenov V. S. (FS - 2019) - Odessa National Maritime University - Odessa - Istanbul - Odessa (Kaunas ferry), 24-28 April 2019. - p. 158-168.

14. S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash, V. Maulevych, O. Yeryganov. Ma-

rine diesel working cycle monitoring on the base of IMES pressure sensors data // Proceedings of the International Scientific and Practical Conference "Water Transport: Current State and Prospects for Development", State University of Infrastructure and Technology, Kyiv Institute of Water Transport. Hetman Peter Konashevich-Sahaidachny - Kyiv, 16-17 May 2019 - p. 106-115.

15. Varbanets R., Kyrylash O., Maulevych V., Yeryganov O. Marine diesel working cycle monitoring on the basis of IMES pressure sensors data // Proceedings of the XI International Scientific-Practical Conference "Modern Information and Innovative Technologies in Transport (MINTT-2019)", Kherson State Maritime Academy - Kherson, 28-30 May 2019 - p. 394-399.

16. R. A. Varbanets, V. O. Maulevych, Y. N. Kucherenko, V. I. Kyrnats, N. I. Aleksandrovskaya. Methods for determining the main diagnostic parameters of the working process of transport diesels in operation // Proceedings of the XXIV International Congress of Engine Builders, National Aerospace University n. of Zhukovsky KhAI - Kharkiv - Koblevo, 2-7 September 2019.

17. R. A. Varbanets, V. O. Maulevych, V. I. Kirnats, Y. M. Kucherenko, V. S. Gubin. Determination of Basic Diagnostic Parameters of Transport Diesel Workflow in Operation // Proceedings of the X International Scientific and Practical Conference "Modern Energy Installations for Transport, Technologies and Equipment for Their Maintenance", Kherson State Maritime Academy - Kherson, 12-13 September 2019 – p.152.

18. V. A Maulevych, R. A. Varbanets, I. P. Kryzhanovskaya. Determination of the basic diagnostic parameters of the working process of transport diesels in operation. V. I. Kirnats, V. O. Maulevych, V. I. Holdenko, R. A. Varbanets, R. O. Brusnik. Simulation of the workflow of the 6S70MC-C8 engine according to Sea Trials in AVL Boost environment // Proceedings of the IX International Scientific and Technical Conference "Ship Energy, Condition and Problems", NUS. Admiral Makarov - Mykolaiv, 7-8 November 2019 - p. 135, 202-206.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	21
ВСТУП	23
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ, ПРИСВЯЧЕНИХ МЕТОДАМ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	
1.1. Аналітичний огляд робіт, присвячених розрахунку робочого процесу дизеля	29
1.2. Аналіз систем моніторингу транспортних дизелів.....	34
1.2.1 Стаціонарні системи контролю робочого процесу.....	35
1.2.2 Системи розділеного контролю робочого процесу.....	42
1.3. Аналіз існуючих методів контролю основних параметрів робочого процесу.....	48
1.4. Обробка даних контролю робочого процесу дизеля із застосуванням фільтра низьких частот <i>Butterworth</i>	55
Висновки по першому розділу.....	59
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	
2.1. Технологічна карта досліджень	59
2.2. Метод визначення фази початку згоряння палива	64
2.3. Аналіз вібродіаграм паливної апаратури.....	79
2.4. Метод визначення фази самозаймання палива у робочому циліндрі.....	87
2.5. Метод визначення частоти обертання колінчастого валу двигуна.....	92
Висновки по другому розділу.....	93
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ СЕРЕДНЬОГО ІНДИКАТОРНОГО ТИСКУ І ІНДИКАТОРНОЇ ПОТУЖНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	
3.1. Аналіз існуючих методів визначення енергетичних показників СЕУ.....	95
3.1.1 Методика визначення параметрів робочого процесу і подачі палива в режимі індиціювання.....	99

3.2. Метод розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності.....	104
3.3. Визначення індикаторних параметрів дизеля в експлуатації.....	108
Висновки по третьому розділу.....	111
РОЗДІЛ 4. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ	
4.1. Побудова моделі робочого процесу транспортного дизеля з заданим законом тепловиділення.....	113
4.2. Моделювання робочого процесу та перевірка адекватності математичної моделі по даним ходових випробувань распредвального двигуна типу MAN B&W 6S70MC-C.8.1.....	118
4.3. Моделювання робочого процесу та перевірка адекватності математичної моделі по даним ходових випробувань електронно керованого двигуна типу 6G70ME-C9.2.....	138
4.4 Перевірка ефективності розроблених методів за допомогою математичної моделі.....	150
4.4.1. Співставлення результатів індиціювання з математичною моделлю робочого процесу для МОД распредвального типу MAN B&W 6S70MC-C.8.1.....	150
4.4.2. Співставлення результатів індиціювання з математичною моделлю робочого процесу для МОД електронно керованого типу MAN B&W 6G70ME-C.9.2.....	155
Висновки по четвертому розділу.....	158
Висновки.....	159
Список використаних джерел.....	161
Додатки.....	174
Додаток А.....	174
Додаток Б.....	177
Додаток В.....	193
Додаток Г.....	253

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Позначення

$P_i (MIP)$	- середній індикаторний тиск;
$N_i (P)$	- індикаторна потужність циліндра;
N_{mex}	- потужність механічних втрат;
M_i	- індикаторний крутільний момент;
N_e	- ефективна потужність;
M_e	- ефективний крутільний момент;
$\eta_{MEX} (\eta_M)$	- механічний ККД;
η_i	- індикаторний ККД;
$n(RPM)$	- частота обертання колінчастого валу;
$P_z, P_z^{\min}, P_z^{\max}$	- максимальний тиск згоряння в циліндрі;
$\varphi_{P_z} (\varphi_{P_{\max}})$	- кут, який відповідає максимальному тиску згоряння палива;
$P_c (P_{comp})$	- максимальний тиск стиснення;
v_m	- максимальна швидкість підвищення тиску;
λ	- ступінь підвищення тиску;
P_c'	- тиск на початку згоряння палива;
$(\varphi P_c')$	- кут початку згоряння палива;
α, α^G	- дійсний і геометричний кут випередження впорскування палива;
$\varphi_{INJ}, \varphi_{INJ}^G$	- дійсна і геометрична тривалість впорскування палива;
$\tau_D, \varphi \tau_D$	- період і кут затримки самозаймання палива;
$\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}$	- кути відкриття і закриття впускних клапанів;
$\varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op}$	- кути відкриття і закриття випускних клапанів.
$Z(m, \varphi)_k$	- комплексна функція, що залежить від частоти і фази;
X_k, A_k	- коефіцієнт гармоніки, амплітуда гармоніки

Скорочення

АЦП	- аналого-цифровий перетворювач;
ВОД	- високооборотний двигун;
ГРК	- гвинт регульованого кроку;
ВМТ	- верхня мертва точка;
ГФК	- гвинт фіксованого кроку;
ДАУ	- дистанційне автоматизоване управління;
ДВЗ	- двигун внутрішнього згоряння;
КВ	- колінчастий вал;
КШМ	- кривошипно-шатунний механізм;
МГР	- механізм газорозподілу;
МНК	- метод найменших квадратів;
МОД	- малооборотний двигун;
МСR	- тривала експлуатаційна потужність двигуна;
НМТ	- нижня мертва точка;
ПКВ	- поворот колінчастого валу;
СДУ	- суднова дизельна установка;
СОД	- середньооборотний двигун;
СЕУ	- суднова енергетична установка;
ПА	- паливна апаратура;
ПНВТ	- паливний насос високого тиску;
ЦПГ	- циліндропоршнева група;
ЦПУ	- центральний пост управління;
MDO	- дизельне паливо;
IFO	- важке паливо

ВСТУП

Завдання, поставлене практикою експлуатації транспортних дизелів, полягає в необхідності розробки та вдосконалення методів визначення основних параметрів робочого процесу, що дозволяють здійснювати ефективну діагностику технічного стану транспортних дизелів в процесі експлуатації.

Для визначення основних параметрів робочого процесу пропонується використовувати тільки аналіз визначених під час експлуатації індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску. Причому необхідно враховувати, що при чисельному диференціюванні багаторазово підвищується рівень шумів, пов'язаний з похибками вимірювання сигналів і їх дискретним поданням. Вплив шумів при аналізі першої похідної значно підвищує похибку визначення параметрів, пов'язаних з нею. Визначення параметрів, пов'язаних з аналізом похідних вищих порядків, взагалі неможливо без застосування спеціальних методів цифрової фільтрації. Методи визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації, які застосовувалися раніше, не дозволяють досить ефективно вирішувати ці завдання. Повинні бути розроблені нові методи або вдосконалені існуючі, що становить суть актуальної наукової проблеми, вирішенню якої присвячена дана робота.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами. Дисертаційна робота пов'язана з науково-дослідною тематикою кафедри «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» судномеханічної спеціальності Одеського національного морського університету. В період 2013, 2014, 2017 по 2020 рр. автор брав участь у розробці держбюджетних науково-дослідних робіт «Удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок» ГР № 0215U001681 від 17.01.2013, ГР № 0215U004492 від 05.03.2014, ГР № 0216U000617 від 29.12.2017 та «Підвищення ефективності експлуатації суднової енергетичної установки» за 2018-2020 рр. в якості виконавця розділів, присвячених методам діагностики та визначення ефективних параметрів суднових дизельних енергетичних установок.

Мета і задачі дослідження. *Метою дослідження є розробка методів визначення основних параметрів робочого процесу, найбільш значущих при діагностуванні технічного стану транспортних дизелів в процесі експлуатації: індикаторної потужності і середнього індикаторного тиску, частоти обертання, затримки запалення палива в робочому циліндрі і фази самозаймання палива.*

Для досягнення мети в роботі поставлені такі основні завдання:

- аналіз існуючих методів контролю основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації;
- розробка методу визначення фази початку згоряння в циліндрі шляхом чисельної обробки індикаторної діаграми;
- розробка методу визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі шляхом аналізу фази початку згоряння і вібродіаграм впорскування палива;
- удосконалення методу розрахунку частоти обертання колінчастого валу шляхом аналізу часових діаграм тиску в робочому циліндрі, що в подальшому дозволяє підвищити точність визначення індикаторної потужності;
- удосконалення методу визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі – по розгорнутим індикаторним діаграмам.

Об'єктом дослідження є робочий процес транспортних дизелів.

Предметом дослідження є розробка методів моніторингу параметрів робочого процесу, які необхідні для якісного діагностичного контролю технічного стану транспортних дизелів в експлуатації.

Методи дослідження. Дисертаційне дослідження базується на основних положеннях теорії двигунів внутрішнього згоряння. Для визначення основних параметрів робочого процесу використовуються методи чисельного диференціювання, цифрової фільтрації на базі дискретного перетворення Фур'є, методи кореляційного і регресійного аналізу експериментальних даних.

В експериментах використовувалися методи визначення параметрів робочого процесу суднових дизелів за допомогою систем моніторингу DEPAS D4.0H і

методи комп'ютерного моніторингу основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів. При розробці алгоритмів використовувалося програмне середовище *Delphi* і її сучасні версії з використанням математичних бібліотек *Numeric Toolbox* і методів нелінійного програмування. Для візуалізації даних і побудови регресійних моделей використовували середовище *Golden Software Grapher 7.0*.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

- вперше розроблено метод розрахунку фази початку згоряння в циліндрі транспортного дизеля по максимуму другої похідної індикаторної діаграми тиску, згладженої фільтром низьких частот *Butterworth*, який на відміну від існуючих методів дозволяє забезпечити абсолютну похибку менше 0,5 градуса повороту колінчастого валу (°ПКВ), що є вдвічі точнішим за існуючі методи;
- вперше запропонований метод визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі, що використовує фази підйому голки форсунки і початку згоряння, який на відміну від існуючих методів дозволив знизити відносну похибку до 3%, що є прийнятним в режимі експлуатації;
- удосконалено метод визначення частоти обертання колінчастого валу по періоду робочого циклу між центрами інтервалів від фази закриття впускних клапанів до фази початку згоряння, який на відміну від існуючих методів не залежить від нерівномірності фази максимального тиску згоряння;
- удосконалено метод визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі шляхом визначення площ елементарних ділянок індикаторної діаграми для розрахунку середніх тисків на них, що дозволило знизити відносну похибку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності до 2,5%, що співпадає з вимогами морських сертифікаційних товариств. На відміну від існуючих, вдосконалений метод не залежить від частоти дискретизації запису індикаторних діаграм.

Обґрунтованість наукових результатів, висновків і рекомендацій, що містяться в роботі, обумовлена використанням коректних математичних моделей і чи-

сельних методів розв'язання задач обробки експериментальних даних. Достовірність наукових результатів роботи підтверджена відповідністю, з допустимою похибкою, результатам морських натурних випробувань (Sea Trials) розрахункових значень параметрів робочого процесу.

Практичне значення результатів дисертаційного дослідження полягає в розробці методів контролю параметрів робочого процесу, найбільш значущих для достовірної діагностики технічного стану транспортних дизелів в умовах експлуатації. Розроблені алгоритми використані при оновленні програмного забезпечення системи моніторингу DEPAS D4.0H, яка широко застосовується на морських судах, в системі дизельних депо «Укрзалізниці» і на берегових дизельних електростанціях. Запропоновані методи є альтернативою дорогим прямим методам визначення основних параметрів робочого процесу в експлуатації за допомогою ряду відомих діагностичних систем (NK-100, NK-200 Autronica A/S, Doctor DK-20, Malin 6000 і т. п.).

У дисертації були розроблені наступні практичні методи визначення параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації: фази початку згоряння і частоти обертання колінчастого валу з подальшим визначенням затримки запалення палива; середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності. Підвищено точність визначення зазначених параметрів при експлуатації транспортних дизелів, що відображено у висновках.

Впровадження отриманих результатів. Основні результати дисертації були впроваджені:

- на судах судноплавної компанії «TRANSSHIP» (Україна), отримано акт впровадження (Додаток А);
- на судах судноплавної компанії «Anglo-Eastern Ukraine» (Україна), отримано акт впровадження (Додаток А).

Наукоємність отриманих результатів та їх спрямованість на детальний аналіз робочого процесу дозволяють використовувати їх у навчальному процесі спеці-

алізованих технічних вищих навчальних закладів. У зв'язку з цим результати дисертаційного дослідження впроваджені в навчальний процес кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації (СЕУ і ТЕ) Одеського національного морського університету і використовуються при читанні лекцій з дисципліни «Системи діагностування» для студентів старших курсів судномеханічної спеціальності (Додаток А). Результати дослідження також можуть бути використані у судноплавних компаніях при підготовці морських інженерів.

Особистий внесок здобувача. Усі результати, винесені на захист, отримані автором особисто. Дисертація є самостійним дослідженням і оформлена у вигляді рукопису, написаної автором особисто. У спільних роботах автору належать положення, зазначені в списку опублікованих праць.

У спільних роботах [1–2] здобувач брав участь у підготовці експерименту і обробці експериментальних даних. Здійснював перевірку розроблених ним методів діагностування технічного стану суднових дизелів за параметрами робочого процесу, визначених в експлуатації. У роботі [3] здобувач брав участь у обробці даних моніторингу, аналізі параметрів робочого процесу та формуванні висновків. Проводив аналіз даних Sea Trials і здійснював перевірку розроблених ним методів визначення основних параметрів робочого процесу судового дизеля в експлуатації. У роботі [4] здобувач брав участь в обробці даних експериментальних досліджень і аналізі параметрів робочого процесу, обраних для діагностики технічного стану суднових дизелів. У роботах [5–6] здобувачем здійснено підготовку даних, вибір і побудову функціоналів для проведення процедури мінімізації. У роботі [7] здобувачем зроблено аналіз результатів нелінійної n-параметричної мінімізації в задачах розрахунку робочого процесу судових двигунів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційного дослідження доповідалися на 11-ти міжнародних науково-технічних конгресах і конференціях у містах (Додаток Г): Коблево [8, 11, 16], Миколаїв [10, 18], Київ [14], Херсон [9, 12, 15, 17]; та на поромі «Kaunas» рейсом Одеса – Стамбул – Одеса.

Результати дисертаційного дослідження були представлені доповідями, були обговорені і отримали схвальну оцінку. Тези доповідей було опубліковано у відповідних збірках.

Публікації результатів дисертації. За темою дисертації опубліковано 18 наукових робіт, 7 з них у спеціалізованих науково-технічних виданнях, рекомендованих МОН України для публікації результатів дисертаційних досліджень і включених у наукометричні бази даних. Стаття 2019 р. опублікована в науковому виданні «Diagnostyka. Polish society of technical diagnostics», індексованому в SCOPUS. Основні положення і результати досліджень доповідалися, обговорювалися і були схвалені на міжнародних науково-технічних конгресах і конференціях. Загальна кількість опублікованих тез - 11.

Перелік наукових праць за результатами дисертаційного дослідження наведений у додатку Г.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи становить 256 стор., в тому числі 65 рисунків і 25 таблиць. Список використаних джерел становить 112 найменувань на 13 сторінках, 4 додатка на 82 аркушах. У додатках наведені акти впровадження результатів дисертаційного дослідження, дані здавальних випробувань, моделювання робочого процесу головних двигунів в програмному середовищі AVL BOOST і список опублікованих праць за темою дисертації.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД РОБІТ, ПРИСВЯЧЕНИХ МЕТОДАМ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1. Аналітичний огляд робіт, присвячених розрахунку робочого процесу дизеля

Характер протікання робочого процесу визначає більшість потужних, економічних, динамічних і експлуатаційних показників роботи дизеля. У зв'язку з цим розрахунком робочого процесу завжди приділялася і буде приділятися велика увага дослідників. Вивчення робочого процесу здійснюється двома шляхами: експериментальним і теоретичним, причому кожен з них доповнює інший і безперервно удосконалюється.

Широке застосування сучасної комп'ютерної техніки в процесі моделювання і вивчення характеристик дизелів забезпечує значну економію матеріальних витрат в порівнянні з експериментальними дослідженнями. Крім того, комп'ютерне моделювання дозволяє глибше вивчати процеси, що відбуваються в циліндрі дизеля протягом робочого циклу. Однак теоретичні дослідження заслуговують на увагу лише в разі, коли чисельний експеримент ґрунтується на математичній моделі, що забезпечує високу ступінь достовірності розрахункових параметрів, а їх похибки не перевищують похибки експериментальних досліджень.

Більшість сучасних методів розрахунку робочого процесу базуються на першому законі термодинаміки. При цьому безперервно удосконалюються методи розрахунку тепловиділення в період згоряння палива, розрахунку періоду затримки samozаймання і коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки циліндра.

До основних методів розрахунку тепловиділення можна віднести: емпіричні рівняння згоряння, бімолекулярні рівняння швидкості згоряння, рівняння ланцюгових процесів, розрахунок процесу згоряння з урахуванням закону подачі палива, розрахунок процесу згоряння з використанням теорії подібності.

Серед експериментальних рівнянь згоряння можна відмітити такі :

К.Неймана [3]

$$x = (2 - \frac{\varphi}{\varphi_{zB}}) \frac{\varphi}{\varphi_{zB}}; \quad (1.1)$$

Б.М.Гончара [4]

$$x = 1 - (1 - \frac{\varphi}{\varphi_C}) * \exp(-\frac{\varphi}{\varphi_C}); \quad (1.2)$$

Е.П.Самсонова [5]

$$x = \frac{2a}{b^3} - \frac{2a}{b^2} * \exp(-b\varphi) * (\frac{b}{2}\varphi^2 + \varphi + \frac{1}{b}), \quad (1.3)$$

де x - частина згорілого палива;

φ - поточний кут повороту колінчастого вала, в градусах, (°ПКВ);

φ_{zB} - тривалість процесу згоряння;

φ_C - кут, при якому швидкість згоряння досягає максимального значення;

a, b - емпіричні коефіцієнти, рівні: $a = \frac{1}{A} \varphi_C^3, b = \frac{1}{B} \varphi_C$;

A і B - постійні.

Всі три рівняння, як показала їх експериментальна перевірка, чи непридатні для розробки достовірної математичної моделі робочого процесу. У рівнянні (1.1) не враховано інтенсивність процесу згоряння палива і невідомо, як визначати кут тривалості процесу згоряння φ_{zB} . У рівнянні (1.2) невідомий кут φ_C , який залежить не тільки від типу двигуна, а й від режиму його роботи. У рівнянні (1.3) значення залежить від підбору коефіцієнтів A і B . Детальний аналіз рівнянь (1.1) - (1.3) проведено І.І.Вібе [6], який показав незастосовність їх для розрахунків тепловиділення в циліндрі дизеля.

Способи використання молекулярних рівнянь швидкості згоряння для розрахунку робочого процесу дизеля були впроваджені К.Нейманом [7], М.В. Іноземцевим [8,9], М.М. Глаголевым [10] та іншими авторами. В даному випадку процес згоряння розглядається як оборотна реакція, яка має ланцюговий характер, тобто за основу розрахунку процесу згоряння прийнято рівняння бімолекулярний реакції. Однак слід визнати, що в розрахункових рівняннях, запропонованих в роботах [7,8,9,10], використовуються емпіричні коефіцієнти, справедливі лише для конкретних випадків і при значні припущення. У зв'язку з цим методики, запропоновані авторами, не знайшли широкого практичного застосування.

Значного розвитку в розрахунку тепловиділення отримали методи, засновані на ланцюгових реакціях. М.С.Акулов [11] використовував теорію ланцюгових процесів, по якій швидкість реакції залежить не тільки від концентрації різних речовин реагує системи, але і від характеру розвитку процесу в часі. Диференціальне рівняння процесу згоряння М.С.Акулова записано так:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{x(1-x)}{\tau - t(1-x)}, \quad (1.4)$$

де x - частка речовини до моменту часу t ;

τ - час автогенезису або тривалість індукційного періоду.

Реакція починається тільки при $t = \tau$ і швидкість реакції досягає кінцевого значення. Розрахунок характеристик згоряння за методикою М.С.Акулова, наведений І.І.Вібе [6], і порівняння з експериментальними кривими згоряння показали значні розбіжності. У зв'язку з цим функції М.С.Акулова з'явилися недостатньо придатними для опису процесів згоряння в дизелях. Теорія автогенезису М.С.Акулова зазнала значної критики академіка М.М.Семенова [12].

Подальший розвиток методу ланцюгових хімічних реакцій для розрахунку процесу згоряння палива отримало розвиток в роботах І.І.Вібе, при цьому кінцеве рівняння (1.5) - формула Вібе - після ряду перетворень має такий вигляд:

$$x = 1 - \exp\left[-6.908\left(\frac{\varphi - \varphi_{H.CF}}{\varphi_{Z.B}}\right)^{m+1}\right], \quad (1.5)$$

де $\varphi_{H.CT}$ - кут, відповідний активному тепловиділенню (початку згоряння), °ПКВ;

$\varphi_{Z.B}$ - умовна тривалість процесу тепловиділення, °ПКВ;

m - показник характеру згоряння;

Достовірність розрахунку робочого процесу, виконаного з використанням формули (1.5), залежить від вдалого вибору значень $\varphi_{Z.B}$ і m . Тим не менш, до цих пір не розроблена загальна методика їх визначення для довільного дизеля, коли відсутня експериментальна крива тиску газів в робочому циліндрі. зазвичай значення $\varphi_{Z.B}$ і m підбирають таким чином, щоб розрахункова крива $p_{ц} = f(\varphi)$ задовільно збігалася з дійсною, отриманої експериментальним шляхом. Таким чином, необхідна осцилограмма робочого процесу хоча б на номінальному режимі тому, що для прогнозування тепловиділення на інших режимах Г.Вошні запропонував наступні емпіричні залежності для обчислення $\varphi_{Z.B}$ і m :

$$\begin{aligned}\varphi_{Z.B} &= \varphi_{Z.B.H} = \left(\frac{\alpha_H}{\alpha}\right)^{0.6} \left(\frac{n}{n_H}\right)^{0.5}; \\ m &= m_H \left(\frac{\varphi_{iH}}{\varphi_i}\right)^{0.5} \left(\frac{\alpha_{BЦ}}{\alpha_{BЦ.H}}\right) \left(\frac{n_H}{n}\right)^{0.8},\end{aligned}\tag{1.6}$$

де α - коефіцієнт надлишку повітря;

φ_i - період затримки самозаймання палива, °ПКВ;

ВЦ - індекс циклової подачі палива.

Індекс "н" відноситься до параметрів номінального режиму.

Таким чином, формула (1.5) не може забезпечити необхідної достовірності розрахунку робочого процесу знову проєктованого дизеля. У цьому основний недолік залежності І.І.Вібе. Однак зазначений недолік не означає, що формула не повинна взагалі використовуватися. У методиці І.І.Вібе є серйозні переваги: відсутність залежності від сорту палива та режиму роботи дизеля. Необхідно визнати, що формула І.І.Вібе набула широкого поширення в різноманітних методах розрахунку робочого процесу як в державах СНД, так і за кордоном. При наявності

експериментальної кривої $p = f(\varphi)$ формула І.І.Вібе дозволяє глибоко проаналізувати реальний робочий процес дизеля.

У розглянутих вище методах розрахунку робочого процесу не використовувався закон подачі палива в циліндр, хоча ще в роботах В.Ф.Грози [13] і І.В.Астахова [14] приведена сутність впливу закону подачі палива в циліндр на процес згоряння. У роботах В.І.Ліня, наприклад [15], наведені результати ретельних досліджень залежності між характеристиками тепловиділення і законом подачі палива. Автор зробив першу спробу дати аналітичну залежність між цими двома процесами. Розглянутий метод знайшов подальший розвиток в роботах Б.А.Крука [16] і особливо в роботах В.П.Жукова [17], який побудував порційно-послідовну модель зв'язку процесів впорскування палива і тепловиділення, яка базується на розбитті процесу впорскування на послідовні порції, при згорянні яких і відбувається виділення тепла.

Розрахунок тепловиділення з використанням теорії подібності вперше був запропонований В.С.Кукісом [18]. Математичний опис процесів згоряння представлено у вигляді системи рівнянь, що описують кінетику горіння як енергію рухомих мас. При обробці цих рівнянь методом теорії подібності отримана система 12-і значущих критеріїв. Однак слід визнати, що рівняння формальної кінетики, покладені В.С.Кукісом в основу опису процесів згоряння, придатні лише для гомогенних реакцій, що відбуваються в елементарних обсягах, що не відповідає умовам горіння палива в реальних умовах в циліндрі дизеля. Іншим головним недоліком методу В.С.Кукісом є те, що запропонована методика справедлива лише для того дизеля, для якого проводилися експериментальні дослідження. Найбільш науково обґрунтована методика розрахунку тепловиділення в дизелях розроблена В.І.Квятковскім і В.С.Семеновим [19] і потім дороблена В.С.Семеновим [20,21,22]. Зазначена методика прийнята в якості основної при розрахунках тепловиділення в робочому циліндрі.

Питанням розрахунку періоду затримки самозаймання присвячені чисельні дослідження (див., Наприклад, [22]) Оскільки обчислення оформлено у вигляді

окремої процедури, то без яких би то не було труднощів для цього розрахунку можна перевірити будь-яку формулу. Не меншу увагу приділено багатьма дослідниками і визначенню коефіцієнта тепловіддачі від газу до стінки циліндра. Одинадцять формул для визначення різних авторів наведено в роботі [22], в якій огляд формул завершено 1962 р. Надалі уточнення цих формул тривало. обчислення α_r також оформлено у вигляді окремої процедури, що дозволяє використовувати різні формули, не змінюючи тіла основної програми.

1.2 Аналіз систем моніторингу транспортних дизелів

Сучасні комп'ютерні системи моніторингу СДВЗ можна розділити на стаціонарні, переносні системи і системи, що реалізують метод «розділеного моніторингу» (рис.1.1). Стаціонарні системи недостатньо поширені на суднах морського флоту, мають високу вартість і як правило закладаються в проект при будівництві судна. У стаціонарних системах використовується апаратна синхронізація даних, що використовує сигнали з фазових датчиків, встановлених на маховику двигуна.



Рис. 1.1 – Сучасні системи моніторингу СДВЗ

Переносні системи і системи розділеного моніторингу більш широко використовуються на суднах морського флоту завдяки відносно невисокій вартості, мобільності і автономному живленню. У системах розділеного моніторингу відсутні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналоговою периферією і енергонезалежною flash-пам'яттю. Такі системи працюють автономно, дані індикаторів записуються в енергонезалежну пам'ять. Після проведення індикаторів дані передаються на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок і аналіз робочого процесу. У переносних системах і системах розділеного моніторингу використовується як апаратна, так і програмна синхронізація даних. Програмна синхронізація дозволяє не встановлювати датчики на маховику, що істотно скорочує час на індикаторів двигуна. Сучасні СДУ середньої і високої потужності обладнані індикаторними кранами. Це дозволяє застосовувати спеціальні не охолоджувальні датчики для запису тиску газів в циліндрах (п'єзокварцові датчики Kistler; оптичні датчики Optrand; ємнісні датчики PS-16, тензометричні датчики GT-20 і ін.) [23, 24].

1.2.1 Стационарні системи контролю робочого процесу

Стационарні системи комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів призначені для визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів під час експлуатації. Аналіз параметрів робочого процесу дозволяє виявляти дефекти циліндропоршневої групи (ЦПГ), паливної апаратури високого тиску (ПАВТ) та механізму газорозподілу (МГР), здійснювати якісне регулювання ПА і МГР і рівномірно розподіляти навантаження між циліндрами.

На початку 90-х рр. широке поширення на морському флоті отримали стационарні діагностичні системи NK-5, NK-8 і, надалі, NK-100, NK-200 фірми Autronica A / S (Норвегія). Системи виконують моніторинг в реальному часі робочого процесу на одному або декількох циліндрах і визначають основні індикаторні

параметри. У цих системах використовуються комп'ютери промислового виконання, які встановлюються в ЦПУ. Датчики тиску газів - основні вимірювальні елементи систем не встановлюються на двигуні стаціонарно (під час індиціювання тимчасово встановлюються на індикаторні крани циліндрів). Кабельні траси до місць установки датчиків прокладаються стаціонарно. Внаслідок високої вартості стаціонарних систем, часто кабельні траси прокладені тільки до головних двигунів. Всі стаціонарні системи використовують фазові датчики на маховику для синхронізації даних під час індиціювання [25, 26, 27].

Системи NK (Autronica A/S)

Системи NK (Autronica A/S) [28, 29] NK-100(200) (Норвегія) призначені для оцінки якості процесу згоряння в циліндрах, контролю процесу вприскування палива і роботи паливної апаратури, оцінки технічного стану основних вузлів-систем, які обслуговують дизель. Для запису і розрахунку індикаторних діаграм робочого процесу транспортних дизелів системи були обладнані датчиками тиску неохолоджуваного типу GT-20A.

Інформація, що отримується від датчиків системи:

Датчик тиску в циліндрі GT-20:

- $MIP // P_i$ (Середній індикаторний тиск);
- $P_{max} // P_z$ (максимальний тиск згоряння);
- $P_{comp} // P_c$ (тиск стиснення);
- $P_{exp} // P_{36}$ (Тиск на кривій розширення, 36 град. за ВМТ);
- $\alpha P_{max} // \alpha_{P_z}$ (Кут, при якому має місце P_{max} відносно ВМТ);
- $Load // N_i$ (індикаторна потужність циліндра в кВт);
- $.. // P_x$ (Тиск в будь-якій точці кривої тиску).

Датчик тиску палива GT-30:

- $FP_{max} // P_{T_{max}}$ (Максимальний тиск вприскування палива);
- $FP_{open} // P_{T_{\phi}}$ (Тиск палива при відкритті форсунки);

– $FPref // P_T$ (Тиск впрыскування палива для даної точки);

– $G // \varphi_{INJ}$ (Тривалість впрыскування палива);

Датчик тиску надувочного повітря GT-205:

– $P_{scav} // P_S$ (тиск надувочного повітря).

Датчик кута повороту колінчастого валу (фазовий датчик):

– $RPM // n$ (Частота обертів);

– $.. // \varphi$ (положення поршня).

Система використовує апаратну синхронізацію даних, що вимагає підготовки дизеля перед індиціювання - установки на маховик фазового датчика і подальшого його калібрування. Похибки апаратної синхронізації, пов'язані зі скручуванням валу під навантаженням і з фазовим запізненням сигналу, можуть бути враховані тільки для одного (номінального) режиму роботи двигуна.

Для запису і аналізу діаграм впрыскування палива до складу системи, поряд з датчиками тиску GT-30, входять паливні клапани високого тиску. Клапани високого тиску встановлюються стаціонарно в паливну систему високого тиску (часто на розподільну коробку між ПНВТ і форсунками). Під час індиціювання датчик GT-30 переставляється послідовно по циліндрах, з одного клапана високого тиску на інший і проводиться запис діаграм впрыскування.

Незважаючи на те, що сертифіковані паливні клапани розраховані на тривалу роботу при імпульсних тисках в системі до 2000 бар, вони підвищують ризик виникнення протікання в паливній системі високого тиску, що може призвести до виникнення пожежі в МВ. Тому, останнім часом набули широкого розповсюдження методи контактної вібродіагностики паливної апаратури, за допомогою яких можна оцінити технічний стан окремих вузлів і отримати фазову картину подачі палива в циліндрі дизеля.

Система Kyma Diesel Analyzer

Kyma Diesel Analyzer [30] (Норвегія) - стаціонарна система моніторингу параметрів робочого процесу і подачі палива малооборотних і середньооборотних дизелів (Рис.1.2). Система може бути встановлена на судні, що будується або на судні, що знаходиться в експлуатації. Система може обслуговувати кілька двигунів. Датчик тиску надувочного повітря і фазовий датчик встановлюються стаціонарно і з'єднуються кабелями з блоком збору даних. Датчики тиску газів і тиску палива в системі високого тиску - переносні. Установка і налагодження системи проводиться інженерами фірми.



Рис.1.2. Зовнішній вигляд системи LEMAG PREMET

Використання системи дозволить:

- зменшити витрату палива;
- провести балансування двигуна за потужностями циліндрів;
- оптимально відрегулювати фази подачі палива;
- захистити двигун від перевантажувальних режимів;
- поліпшити якість технічного обслуговування;
- зменшити потребу в запасних вузлах;

- поліпшити екологічні властивості дизеля.

В аналізі застосовується метод порівняння з середніми і еталонними значеннями розрахункових параметрів, що дозволяє наочно продемонструвати недоліки в роботі окремих циліндрів. Інженер може внести свої коментарі безпосередньо в результати розрахунку параметрів робочого процесу за допомогою вбудованого в систему спеціального редактора. Діаграми тиску виводяться у вигляді $P(\varphi)$ або $P(V)$ діаграм. Діаграма тиску газів може бути виведена разом з діаграмою тиску палива в системі високого тиску. Таким чином, може бути безпосередньо проаналізовано процес вприскування і самозаймання палива, несправність в роботі паливної апаратури виявлена і вжито відповідних заходів. Еталонні діаграми можуть бути виведені в рапорті разом з реальними діаграмами. Індикаторні діаграми окремих циліндрів можуть бути виведені на одному графіку.

Список параметрів, які визначаються під час індиціювання:

- MIP (Mean indicated pressure) – середній індикаторний тиск;
- P_{comp} (Compression pressure) – тиск в кінці стиснення в циліндрі;
- P_{max} (Maximum combustion pressure) – максимальний тиск згоряння;
- $Arnax$ (Crank angle at maximum combustion pressure) – кут, відповідний P_{max} ;
- P_{exp} (Expansion pressure at 40° after TDC) – тиск на лінії розширення 40° за ВМТ;
- P_{max-c} (Pressure rise due to combustion) – підвищення тиску при згорянні;
- $Aign$ (Ignition timing) – кут початку займання палива;
- P_{injmax} (Maximum fuel injection pressure) – максимальний тиск вприскування палива;
- $Ainjmax$ (Crank angle at max fuel injection pressure) – кут, відповідний P_{injmax} ;
- $Power$ (Indicated power in cylinder) – індикаторна потужність циліндра;
- Rpm (Speed of engine during measurement) – частота обертання колінчастого валу;
- $Scav$ (Scavenging air pressure) – тиск надувочного повітря.

Система LEMAG PREMET

LEMAG PREMET [31] (*Вимірювання в реальному часі*) - система стаціонарного виконання для дизельних або газових двигунів. В системі передбачено обладнання кожного циліндра фірмовим датчиком тиску «type 250/2/IC/1AA», що встановлюється на індикаторний кран. Інформація від всіх датчиків одночасно надходить через центральний блок на комп'ютер для аналізу в програмному середовищі «PREMET online software» (Рис.1.3). Можлива установка датчиків безпосередньо в канал індикаторного крану.

Система призначена для автоматизованого аналізу якості процесу згоряння в циліндрах СДВЗ. Основні характеристики системи:

- стаціонарна установка на двигуні;
- контроль головних і допоміжних дизелів;
- контроль робочого процесу дизельних і газових двигунів;
- максимальна кількість циліндрів двигуна – до 20;
- діапазон виміру тиску газів 0-250 бар.



Рис.1.3. Зовнішній вигляд системи LEMAG PREMET

Для вимірювання кута повороту колінчастого валу використовується фірмовий фазовий датчик - LEMAG Multiscan Sensor (MS-Sensor), що виготовляється фі-

рмою стосовно конструкції конкретного маховика. Фазовий датчик MS-Sensor генерує 360 імпульсів за один оборот колінчастого валу. Дозвіл в 1° повороту колінчастого валу дає можливість компенсувати зміну кутової швидкості під час роботи двигуна. Миттєві значення тисків газів по циліндрах передаються в центральний модуль (LEMAG Engine Information Sampling Unit). У центральному модулі проводиться аналіз і виключення грубих похибок вимірювань і встановлюється відповідність значень тиску з кутом повороту колінчастого валу. З центрального блоку дані надходять в комп'ютер, де проводиться розрахунок і видача на екран параметрів робочого процесу в циліндрах.

Програмне забезпечення дозволяє отримувати $P(\varphi)$, $P(V)$ індикаторні діаграми, бар-діаграми і таблиці визначаємих і розрахункових параметрів; виробляти необхідний аналіз і розпізнавати різні дефекти паливної апаратури і циліндропоршневої групи перш, ніж вони завдають шкоди. Розпізнаються дефекти, які викликають дорогий ремонт або зупинку і вивід двигуна з експлуатації. Інженер може швидко з'ясувати причину, по якій двигун або частина циліндрів працюють з меншою потужністю.

Фазовий датчик PREMETS Multiscan Sensor Wheel. Датчик генерує сигнали з дозволом 1° ПКВ. Ця інформація в подальшому аналізується програмним забезпеченням центрального блоку і комп'ютера. Інтерполяція кутової швидкості між проходженням зубів маховика дозволяє краще врахувати нерівномірність обертання колінчастого валу. При установці датчика не треба свердлити маховик двигуна.

Використання стаціонарних систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів направлено на підвищення їх економічності, збільшення ресурсних характеристик і продовження міжремонтного періоду їх експлуатації.

Техніко-економічна ефективність систем комп'ютерної діагностики робочого процесу суднових дизелів обумовлюється:

- зниженням витрат на технічне обслуговування завдяки зменшенню числа розборок дизелів при переході від планово-технічних норм обслуговування і ремонту до обслуговування і ремонту їх по фактичному стану;
- зниженням витрат на ремонт за рахунок виявлення потенційних відмов на ранній стадії їх виникнення;
- скороченням витрат палива шляхом своєчасного виявлення і усунення дефектів і порушень в налаштуванні паливної апаратури.

1.2.2 Системи розділеного контролю робочого процесу

В даний час на флоті починають впроваджуватися портативні переносні системи комп'ютерної діагностики СДВЗ і системи, які реалізують метод «розділеного моніторингу» [32-37]. У таких системах відсутні стаціонарні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналоговою периферією і достатнім обсягом оперативної і незалежній flash-пам'яті. У системах передбачена передача даних індиціювання на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок і аналіз робочого процесу. Істотно (в порівнянні зі стаціонарними системами) знижена вартість таких систем, що сприяє їх більшому поширенню на суднах морського флоту. У переносних системах використовується як апаратна, так і програмна синхронізація даних. Програмна синхронізація дозволяє не використовувати датчик на маховику і отримувати дані безпосередньо під час експлуатації дизеля.

Malin 6000 Engine Performance Analyser

Malin 6000 Engine Performance Analyser [38] – комерційна портативна система, призначена для аналізу робочого процесу дизеля. Перші системи Malin по функціональності були трохи більше, ніж максиметра з графічними дисплеями, що аналізують тільки тиск в циліндрі. В системі Malin 6000 додані нові можливості для аналізу і зберігання даних після передачі їх на персональний комп'ютер. Спрощено призначений для користувача інтерфейс і одночасно розширені його можливості.

Зменшено вартість системи. Повний комплект обладнання Malin 6000 разом з кабелями і датчиками поміщається в дві спеціальні переносні валізи (рис. 1.4). Загальна вага системи близько 10 кг.

Фірма заявляє наступні можливості Malin 6000:

- міцне промислове виконання та ергономічний дизайн;
- можливість швидкого налаштування на будь-який тип двигуна;
- збільшена ємність внутрішньої пам'яті;
- спрощене управління приладом;
- налаштовуваний вид звіту;
- можливість використання вібродатчика;
- автоматичне визначення кута випередження впорскування палива;
- можливість накладення діаграм тиску палива (при встановленні відповідного датчика);
- використання оптичного або магнітного датчика на маховику для синхронізації даних (можливість використання в якості маркерів зубів маховика).



Рис.1.4. Зовнішній вигляд системи Malin 6000 з основними датчиками

Для точної синхронізації на 2-х тактних МОД використовується прецизійний AVS – датчик кута повороту колінчастого валу і здійснюється безпосередній висновок графічної інформації на внутрішній екран приладу або на віддалений ПК.

Malin 6000 проводить запис діаграм тиску, синхронізованих по куту повороту колінчастого валу. На практиці тиск вимірюється через стандартний індикаторний кран. Як і в більшості систем, в Malin 6000 робиться припущення про відсутність фазових затримок при передачі сигналу тиску. Діаграми можуть бути представлені в " $P - V$ координатах".

Найбільш часто використовуваний метод визначення положення поршня полягає в тому, щоб використовувати один або два магнітні датчики: один - для визначення положення ВМТ поршня і інший - для запису імпульсів від проходження зубів маховика. Цей метод не досить точний для МОД, тому що типовий маховик має приблизно 100 зубів, що забезпечує дозвіл $3,6^\circ$ ПКВ.



Рис. 1.5. AVS-датчик кутової швидкості KB

Для вирішення цієї проблеми в MALIN 6000 використовується прецизійний датчик кутової швидкості AVS, призначений для використання в МОД, який є по суті ротаційним кодуємим пристроєм, який виробляє 3600 імпульсів за один оборот двигуна, що забезпечує фазову погрішність $0,1^\circ$ ПКВ (рис.1.5). Зовнішній вигляд датчика тиску представлений на рис. 1.6.



Рис. 1.6. Датчик тиску Malin. Дизайн датчика (з ребрами охолодження) розроблений для компенсації високих температур, що впливають на нього через канал індикаторного крану

Діаграми швидкості підвищення тиску. Розрахункові діаграми показують кутову швидкість зміни тиску газів в циліндрі $dP/d\phi$. При правильно організованій паливоподачі діаграма $dP/d\phi$ повинна мати гладку характеристику. Похідна досягне максимуму (RPR) в процесі стиснення або згоряння в залежності від типу двигуна. Позитивна похідна характеризує збільшення тиску, негативна - його зменшення і нульове значення $dP/d\phi$ показує, що $P_{\max}$ був досягнутий. Похідна містить корисну інформацію в області ВМТ поршня і є альтернативною формою подання діаграм.

Режим безперервного контролю дозволяє інженеру розглядати дані, одержувані Malin 6000, в режимі реального часу. У цьому режимі зручно аналізувати пікові значення параметрів і їх середні значення. Такий спосіб представлення зручний при регулюванні двигуна.

THE DOCTOR

Система ***THE DOCTOR*** (*Advanced compression and fuel pressure monitoring system* [39]) дозволяє здійснювати контроль тиску газів в циліндрі і тиску в паливній системі високого тиску. Синхронізація даних проводиться апаратним шляхом, за

допомогою фазових датчиків. Для 2-х тактних МОД крім датчика положення ВМТ використовується датчик, що реєструє імпульси при проходженні зубів маховика.

На звітну форму системи виносяться наступні параметри:

- частота обертання колінчастого валу;
- тиск надувочного повітря;
- середній індикаторний тиск;
- індикаторна потужність циліндра (kW, Hp);
- максимальний тиск згоряння;
- кут, який відповідає максимальному тиску згоряння;
- тиск газів в ВМТ;
- кут випередження вприскування палива;
- максимальна швидкість підвищення тиску при згорянні;
- тиск в кінці стиснення;
- температура випускних газів;
- положення паливної рейки.

Розрахунковий блок системи типовий для систем «розділеного моніторингу» і являє собою переносний пристрій в пластиковому корпусі з кількома функціональними висновками (рис. 1.7). При індиціюванні до блоку приєднуються датчик тиску газів, датчик тиску палива, встановлений в систему високого тиску через спеціальні клапани. Також до блоку підводяться сигнали від фазових датчиків.

Розрахунковий блок системи дозволяє зберігати дані індиціювання до 110 циліндрів. Після індиціювання дані передаються в комп'ютер, де під керуванням 32-бітного програмного забезпечення відбувається остаточний розрахунок і друк діаграм і таблиць. Дані індиціювання передаються в комп'ютер по RS-232 інтерфейсу.

До безперечних переваг системи відноситься можливість паралельного індиціювання процесу згоряння в циліндрі і процесу вприскування в паливній системі високого тиску. Накладені діаграми робочого процесу і тиску палива під час вприскування дозволяють з високою точністю оцінити технічний стан циліндра.

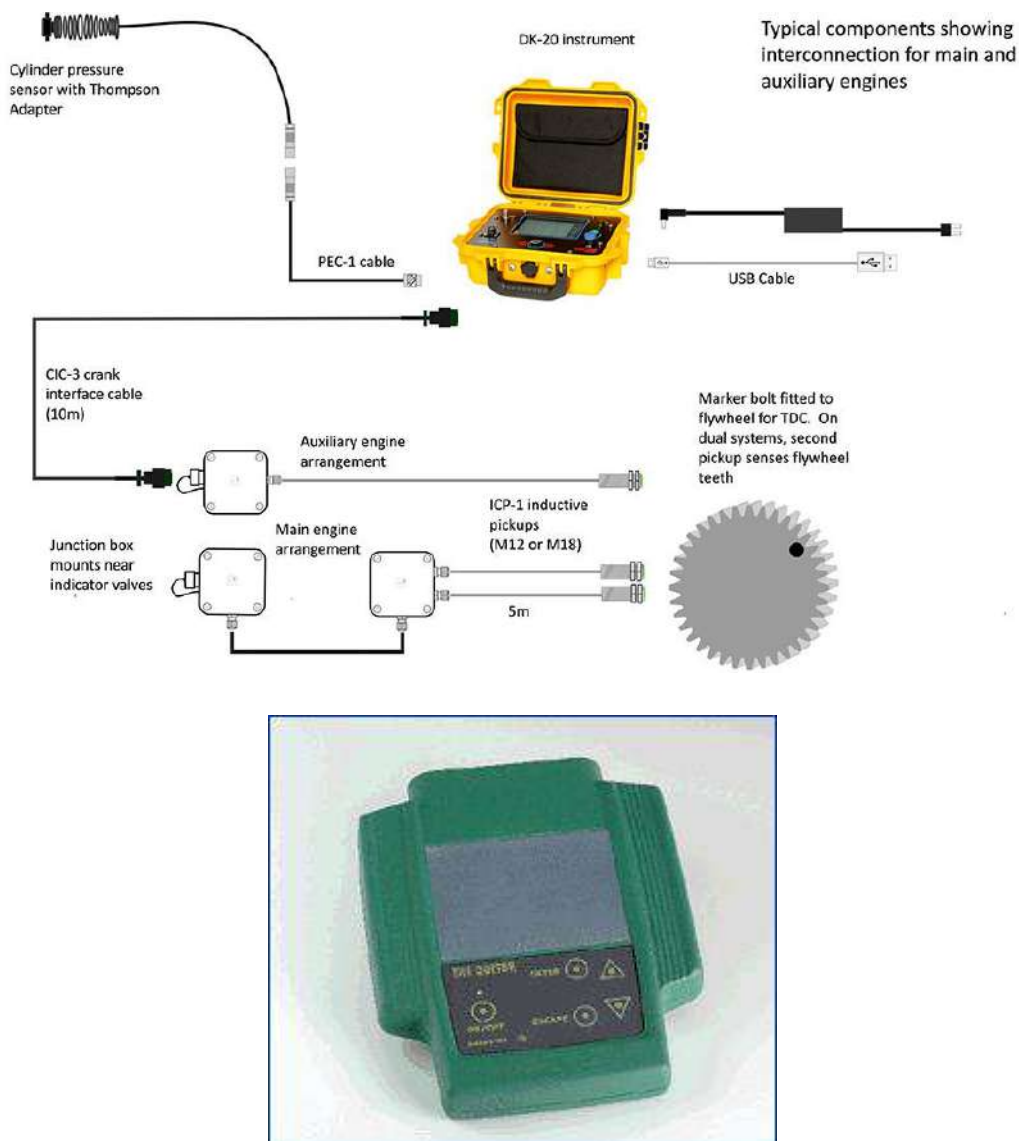


Рис. 1.7. Переносна система контролю THE DOCTOR

Однак, щоб отримати подібну інформацію необхідно провести ряд підготовчих робіт: встановити фазовий датчик на маховику (один - для індиціювання 4-х тактного двигуна і два - для 2-х тактного) і встановити в паливні системи високого тиску всіх циліндрів клапана (безпосередньо на трубку високого тиску або в розподільник). Підготовча операція повинна зайняти досить великий час і, швидше за все, розрахована на те, що її будуть виробляти фахівці фірми. Система портативна тільки в тому сенсі, що її центральний розрахунковий блок виконаний у вигляді переносного пристрою.

1.3 Аналіз існуючих методів контролю основних параметрів робочого процесу

Для створення датчика зі стабільним передаванням сигналу і який не потребує технічного обслуговування, була розроблена технологія, що забезпечує безконтактну передачу вимірювального сигналу з тензорезисторного моста (рис.1.8). Завдяки подачі змінної напруги для живлення моста, на його виході виходить пропорційна крутильному моменту амплітудно-модульована змінна напруги. Як необхідне для живлення тензометричного моста змінна напруги, так і вимірювальний сигнал стало можливим передавати завдяки трансформаторній передачі.

Перші датчики крутильного моменту мали, як правило, аналоговий вихідний сигнал. При таких інтерфейсах неможливо виключити завади що виходять від сусідніх силових вузлів і приводів, особливо при протяжному підведенні і високій динаміці.

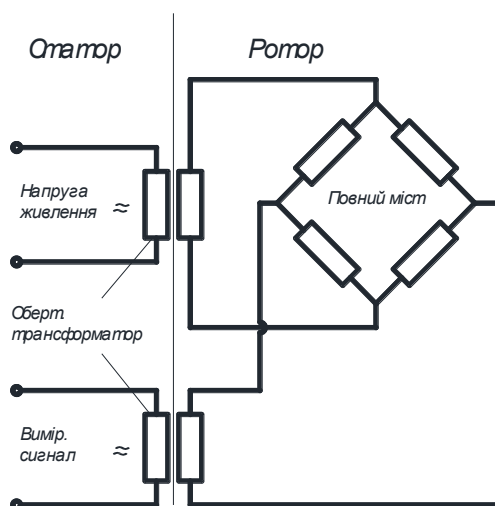


Рис. 1.8 – Безконтактна передача сигналу з тензорезисторного моста

Через це в минулому збільшували рівень сигналу датчика. Рішення даної проблеми лежить в цифровій сенсорній електроніці. Схема її принципової механічної конструкції представлена на (рис.1.9).

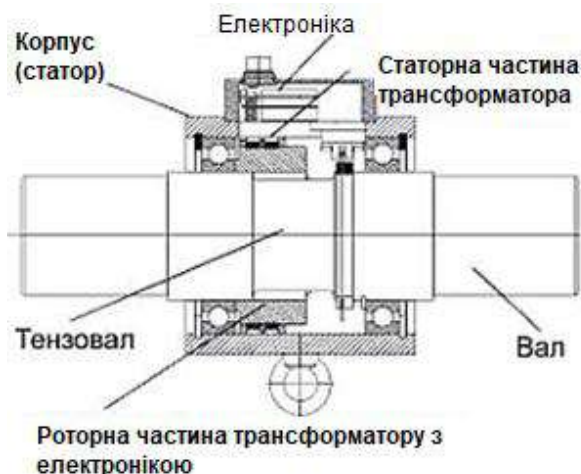


Рис. 1.9 – Тензовал з сенсорною цифровою електронікою

На валу знаходиться звужене по діаметру місце, де наклеєний тензометричний міст. На валу так само знаходяться обертова частина трансформаторного транслятору і обертова електроніка. У корпусі знаходиться стаціонарна частина транслятора і інша електроніка. Інтегрована електроніка як в статорі, так і в роторі містить мікропроцесор з супутньою пам'яттю. Вимірювальний сигнал генерується на роторі за допомогою тензорезисторів, тут же посилюється і оцифровується. Цифровий сигнал потрапляє в процесор, який готує його до передачі на статор в формі послідовного сигналу з контрольною сумою. У статорі сигнал формується в процесорі для послідовного інтерфейсу. Завдяки застосуванню процесорів такі дані як серійний номер, калібрувальні значення, вимірювальний діапазон, дата калібрування і інші можуть бути збережені як на роторі, так і на статорі. Живлення датчика відбувається через контрольоване процесором джерело, яке може підключити калібрувальний контроль для перевірки датчика. Завдяки оцифровуванню вимірювального сигналу безпосередньо на місці його зняття і збереженню, а так само зчитуванню даних датчика забезпечується дуже висока експлуатаційна надійність вимірювального пристрою.

Завдяки розмірам, що постійно зменшуються, і стабільності електроніки, що покращується, можливо конструювати датчики для усе більш високого коефіцієнта жорсткості, що веде до динаміки вимірів, що покращується. Це досягається тим,

що при тій же точності вимірів вимірювальний сигнал стають усе менше, завдяки високій електричній стабільності вимірювального підсилювача.

З іншого боку поліпшена обробка вимірювального сигналу може бути застосована для збільшення точності вимірювального пристрою.

Вимірювання крутильного моменту M_e на обертових валах СЕУ і визначення ефективної потужності двигуна N_e , є складним технічним завданням, для вирішення якої у світі розроблена значна кількість пристроїв з різними принципами дії.

Серед найбільш вдалих конструкцій торсіометрів, вживаних на судах морського флоту нині, можна виділити вимірювальні системи з установкою тензометра на вал, торсіонні динамометри із струнним (електроакустичним) методом виміру і торсіонні динамометри з індуктивним вимірником кута закручування.

Kyma Shaft Power (KPM)

Система розроблена компанією Кума (Норвегія), застосовується для безперервного вимірювання крутильного моменту, упору, обертів і потужності на обертовому валу. Система призначена в основному для морських застосувань. Датчик встановлений на вал і вимірює крутильний момент валу, оберти і упор валу, використовуючи тензометричний метод. Конструктивно вимірник складається з алюмінієвого кільця, закріпленого на валу, нерухомого пристрою, розташованого поруч з валом і клемною коробкою для підключення сигнального кабелю (рис.1.10).

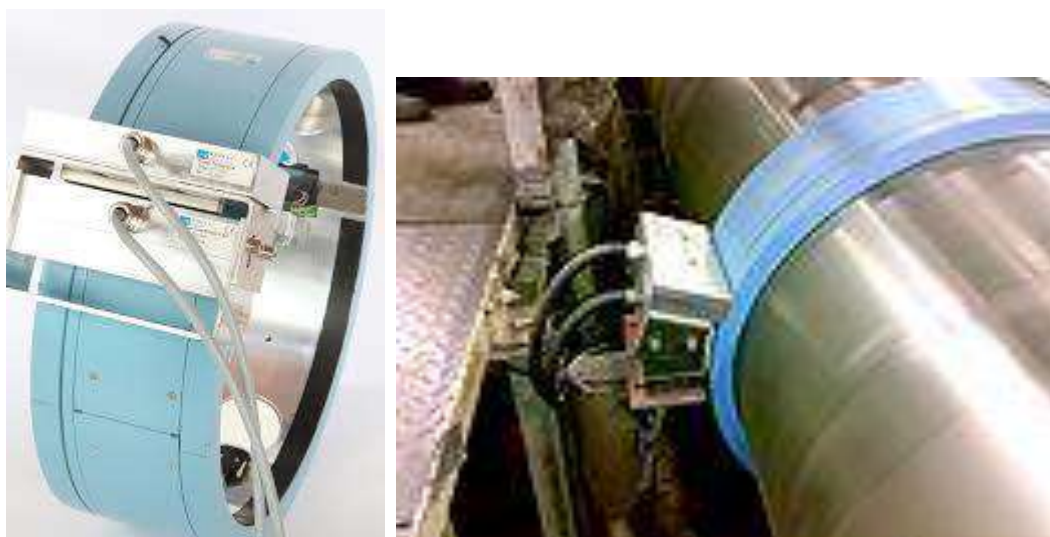


Рис. 1.10 – Тензометр з цифровою електронікою на валолінії

Кільце валу містить електронні компоненти для обробки і передачі сигналів, а також служить захистом тензодатчиків, які приклеєні до поверхні валу.

Сигнали передаються у вигляді частотно-модульованих сигналів на стаціонарний блок через безконтактну передачу. Для виміру обертів валу використовуються сигнали від постійних магнітів, розташованих на кільці валу.

Дисплей Кума складається з плоского ЖК-екрану і блоку обробки, який може бути встановлений в консолі ЦПУ.

На дисплеї відображаються значення наступних параметрів: потужності, обертів вихідного валу, крутильний момент, упор гвинта, сумарна потужність за період, сумарна кількість обертів. Система не вимагає технічного обслуговування і розрахована на термін служби судна. Калібрування нуля - ця єдина рекомендована дія, яку повинен виконувати персонал судна. Ця операція повинна виконуватися приблизно кожні 6 місяців і займає близько 10 хвилин.

Значення погрішності вимірів параметрів системи Kuma Shaft Power:

- Обертаючий момент $< + 0,5\%$;
- Упор $< + 2,0\%$;
- Число обертів $< + 0,1\%$;
- Потужність $< + 0,5\%$.

Можна відзначити ряд переваг системи Kuma Shaft Power:

- висока повторюваність і точність вимірів;
- доступна для багатовальних установок;
- відсутність механічного зносу;
- можливість виведення PDF-повідомлень про рейси на USB-порт;
- дозволена установка у вибухонебезпечних зонах.

LEMAG Shaftpower

Система розроблена компанією LEMAG (Німеччина) в 2004 році і застосовується на судах для безперервного виміру крутильного моменту, упору, обертів і потужності на обертовому валу. Система працює абсолютно безконтактно і не використовує тензодатчики.

Датчики системи сконструйовані за принципом індукційного магнітопружного вимірювача. Кут закручування валу вимірюється лінійними високоточними датчиками положення, розташованими на певній відстані уздовж осі валу. Дані оцифровуються в обертовому блоці і передаються по безпроводному інтерфейсу в процесорний блок (рис.1.11).



Рис. 1.11 – Секція валолінії з встановленими датчиками положення

Це дозволяє спростити установку системи на судні і забезпечує тривалий термін служби вимірювального обладнання.

В процесі експлуатації системи необхідне калібрування (встановлення «нуля»), яке повинне виконуватися щоразу, коли двигун зупиняється.

Дані вимірів, через послідовний інтерфейс RS - 422, передаються і відображаються на сенсорній панелі в режимі "реального часу". Порівняння фактичних даних із заздалегідь встановленою гвинтовою характеристикою дає операторові можливість уникнути перевантаження двигуна.

Можливості системи можуть бути розширені в результаті застосування інтелектуальної комп'ютерної системи LEMAG SEEMag (Рис. 1.12). Ця система додає функцію виміру витрати палива і може допомогти екіпажу оптимізувати крейсерську швидкість і диферент судна.



Рис. 1.12 – Інтелектуальної комп'ютерної системи LEMAG SEEAmag

Відмітимо відмінні особливості системи LEMAG Shaftpower:

- захист від перевантаження головних двигунів СЕУ;
- система може бути застосована для багатовальних установок;
- відсутність механічного зносу;
- можливість для оптимізації витрати палива;
- вибір оптимальної швидкості і диферента судна.

Maihak Shaft Power Meter

Система застосовується на судах морського флоту протягом декількох десятиліть і заслужила відмінну репутацію як надійного і точного вимірювача потужності ГД. В якості первинного перетворювача для виміру кута закручування вихідного валу використовуються вібраційні струнні перетворювачі. Гармонійні імпульси підтримують струни в стані резонансної вібрації, частота якої змінюється при зміні крутильного моменту вихідного валу. Вібраційний струнний перетворювач MDS 31 забезпечує точне вимірювання крутильного моменту і розрахований на тривалий термін експлуатації.

Система Maihak Shaft Power Meter включає в себе наступні основні компоненти (рис.1.13):

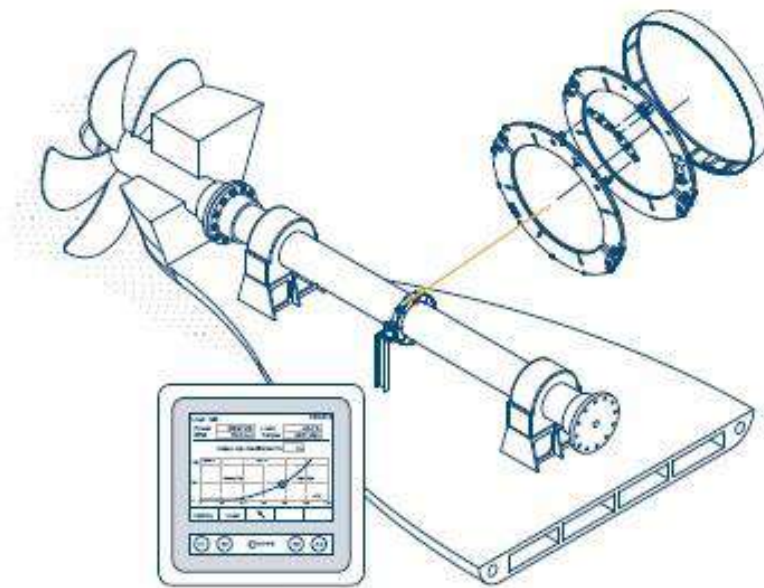


Рисунок 1.13 – Принцип дії і приклад установки системи

- затискні кільця зі встановленим струнним вібраційним перетворювачем MDS 31 для кріплення на вал;
- блок безконтактної передачі даних;
- блок обробки даних MDS 2010 року;
- сенсорний екран, розміром 6 дюймів.

Блок обробки даних MDS 2010 - це сучасний ПЛК з інтегрованим 6-дюймовим сенсорним екраном який забезпечує зручний перегляд результатів вимірів і передачу даних в керуючу компанію (рис.1.14).



Рисунок 1.14 – Блок обробки даних MDS 2010

Можна виділити основні особливості системи Maihak Shaft Power Meter:

- висока точність і надійність роботи впродовж усього життєвого циклу, експлуатація без обслуговування і простота в калібруванні;
- відносна похибка вимірювань не перевищує значення 0,5% не залежно від рівня навантаження на вал;
- автоматична компенсація впливів, викликаних чинниками навколишнього середовища (температура, вигин валу і т.п.);
- бездротовий зв'язок між валом і блоком передачі даних;
- система може бути демонтована з валу при виконанні ремонтних робіт. Застосовується для установки на вал з діаметром понад 175 мм;
- має вбудований сенсорний екран з можливістю запису даних;
- вбудовані порти Ethernet і RS 485 використовуються для зв'язку з іншими підсистемами для ефективної експлуатації судна.

1.4 Обробка даних контролю робочого процесу дизеля із застосуванням фільтра низьких частот *Butterworth*

Для визначення вказаних параметрів використовується аналіз індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску за методикою, прийнятою в системах DEPAS D4.0H. Шуми при аналізі похідних, отриманих методами чисельного диференціювання, підвищують похибку визначення параметрів. У зв'язку з цим застосовано цифровий фільтр *Butterworth* на базі дискретного перетворення Фур'є.

Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) фільтра *Butterworth* – монотонно спадна функція частоти, максимально гладка на частотах смуги пропускання, вона знижується практично до нуля на частотах смуги зменшення (рис. 1.15).

$$G(f) = \frac{G_0}{\sqrt{1 + (f / f_c)^{2j}}}, \quad (1.7)$$

де G_0 – коефіцієнт посилення, f_c – частота зрізу, j – порядок фільтра.

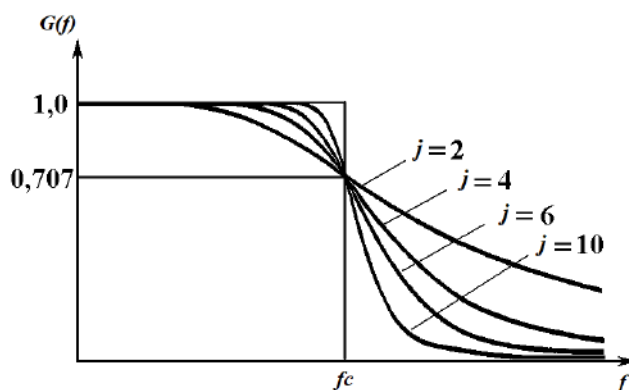
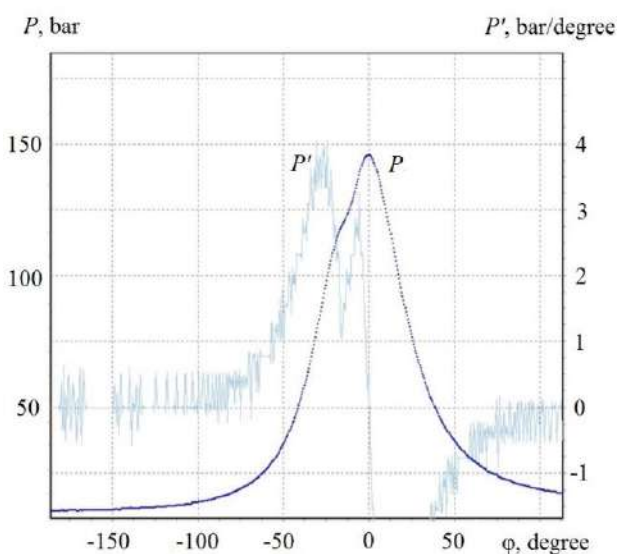
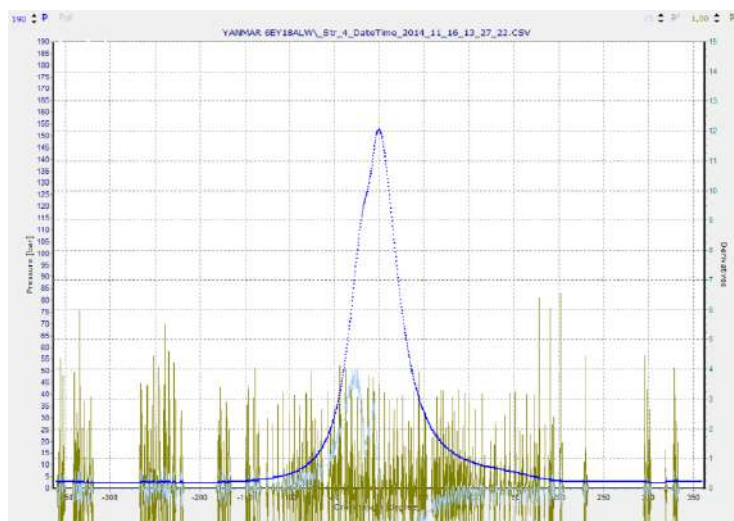


Рис. 1.15. АЧХ фільтрів *Butterworth* нижніх частот порядків 2, 4, 6, 10 ($G_0 = 1$)

Фільтр *Butterworth* – єдиний з фільтрів, що зберігає форму АЧХ для більш високих порядків, тоді як багато інших різновидів фільтрів (фільтр Бесселя, фільтр Чебишева та ін.) мають різні форми АЧХ при різних порядках. Для нескінченних значень порядку j АЧХ стає прямокутною функцією, і частоти нижче частоти зрізу f_c будуть пропускатися з коефіцієнтом посилення G_0 , а частоти вище частоти зрізу будуть повністю подавлятися. Основні параметри фільтра: частота зрізу f_c , порядок j і коефіцієнт посилення G_0 – визначаються для кожного конкретного типу двигуна так, щоб співвідношення експериментальних (Sea Trials) і розрахункових значень середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності циліндрів була не більше 2%



a)



b)

Рис. 1.16 – Результати чисельного диференціювання індикаторних діаграм, отриманих за допомогою датчиків тиску *IMES GmbH* (*a* – перша похідна, *b* – друга похідна) до застосування фільтра низьких частот *Butterworth* середньооборотного морського дизеля

До застосування фільтра *Butterworth* аналіз першої, а тим більше другої похідних не представляється можливим внаслідок значних шумів, що з'являються після чисельного диференціювання кривої тиску $P(\varphi)$. Незважаючи на високу якість датчиків *IMES GmbH*, які використовуються в процесі досліджень, цифрові і аналогові шуми багаторазово посилюються в результаті чисельного диференціювання (рис. 1.16 а, b).

Після застосування фільтра *Butterworth* можливо проводити аналіз першої та другої похідних на екстремуми (рис. 1.17). Так, перший екстремум кривої P' показує максимальну швидкість підвищення тиску на ділянці стиснення, другий – на ділянці згорання. Локальний мінімум між екстремумами показує падіння швидкості зміни тиску між двома різнорідними процесами: стиснення і згорання. Координати локальних екстремумів використовуються при вирішенні задачі синхронізації даних та уточнення розрахунку ВМТ поршня, як показано в спільній статті автора (S. Neumann, V. Maulevych, ...) [40]. Максимум другої похідної (див. рис. 1.17) використовується в цьому дослідженні для визначення тиску і фази початку згорання в циліндрі.

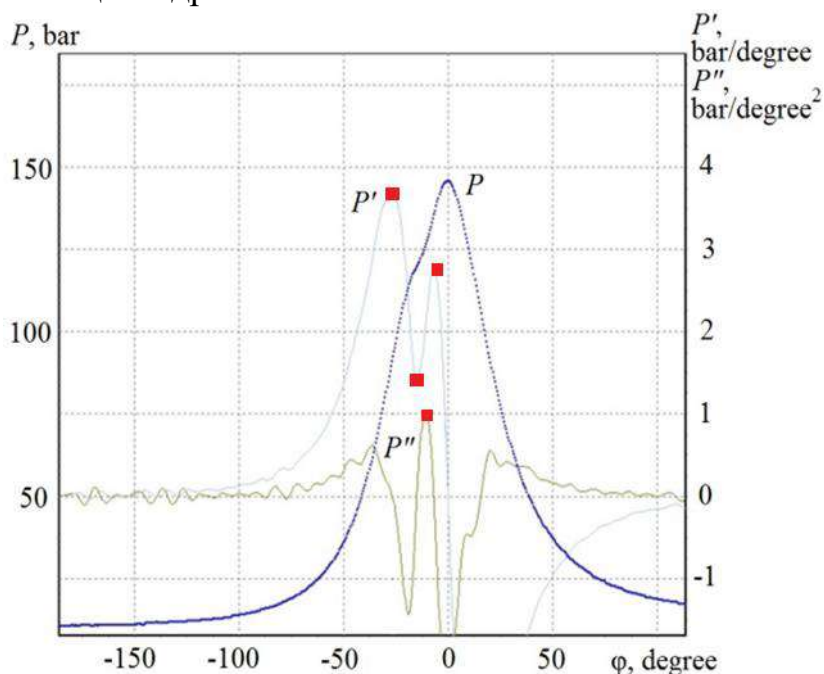


Рис. 1.17. Результати чисельного диференціювання індикаторних діаграм (перша і друга похідні) із застосуванням фільтра *Butterworth*

Висновки по першому розділу

1. Аналіз існуючих методів діагностичного контролю робочого процесу транспортних дизелів показав, що високий ступінь інтеграції діагностичних систем є, у багатьох випадках, надлишковою для отримання практично значущих результатів і, одночасно, недостатньою для якісного моделювання робочого процесу. Надмірність існуючих систем діагностики характеризує їх складність, високу вартість і малу поширеність на флоті. Отримання відразу всіх результатів в реальному або псевдо реальному часі обмежує можливості розрахунку.

2. Похибка вимірювання параметрів робочого процесу в основному залежить від похибки синхронізації. Для аналітичного методу синхронізації фазова похибка дорівнює кроку дискретизації ($0,5^\circ$ ПКВ). Похибка визначення основних індикаторних параметрів в цьому випадку не перевищує 2,5%. Зменшенню похибки синхронізації сприяє цифрова фільтрація дискретних даних на базі БПФ алгоритму.

3. Розробка нових методів оперативного контролю ефективних параметрів суднових дизельних установок в експлуатації дасть можливість встановити найбільш вигідні режими роботи дизелів, уникнути перевантаження двигуна і вибрати шляхи поліпшення її техніко-економічних показників.

4. Після застосування фільтра *Butterworth* можливо проводити аналіз першої та другої похідних на екстремуми. Так, перший екстремум кривої P' показує максимальну швидкість підвищення тиску на ділянці стиснення, другий – на ділянці згоряння.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1. Технологічна карта досліджень

Видатний вчений, доктор технічних наук професор Іван Іванович Кринецький, як фахівець в області теорії автоматичного управління, спроектував схему технологічної карти наукових досліджень по аналогії з функціональною схемою системи автоматичного регулювання з негативним зворотним зв'язком. Зворотний зв'язок має на увазі остаточне співставлення результатів роботи з цілями головних завдань.

Використання технології наукових досліджень в дисертаційній роботі і складання технологічної карти наукових досліджень допомагає структурувати наукову діяльність і упорядкувати дії за рішенням поставленого завдання. Структуризація і логічні взаємозв'язки дозволяють уникнути ряд помилок і повторень, що виникають при вирішенні комплексної задачі.

Складемо технологічну карту наукових досліджень на тему дисертації.
«Наукове дослідження розпочинається з постановки проблеми, вибору теми та інформаційного пошуку, що освітлює стан питання і фізичну суть досліджуваного об'єкту» [41].

Запит або проблема, поставлена практикою експлуатації транспортних дизелів, полягає в необхідності розробки та вдосконалення методів визначення основних параметрів робочого процесу, що дозволяють здійснювати ефективну діагностику технічного стану транспортних дизелів в процесі експлуатації.

Вирішення цієї проблеми полягає в розробці методів визначення основних параметрів робочого процесу шляхом аналізу індикаторних діаграм і вібродіаграм

паливної апаратури високого тиску за методикою, яка застосовується в системах DEPAS D4.0H.

Робоча гіпотеза полягає в тому, що для визначення основних параметрів робочого процесу пропонується використовувати тільки аналіз визначених під час експлуатації індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску. Причому необхідно враховувати, що при чисельному диференціюванні багаторазово підвищується рівень шумів, пов'язаний з похибками вимірювання сигналів і їх дискретним поданням. Вплив шумів при аналізі першої похідної значно підвищує похибку визначення параметрів, пов'язаних з нею. Визначення параметрів, пов'язаних з аналізом похідних вищих порядків, взагалі неможливо без застосування спеціальних методів цифрової фільтрації. Методи визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації, які застосовувалися раніше, не дозволяють досить ефективно вирішувати ці завдання. Повинні бути розроблені нові методи або вдосконалені існуючі, що становить суть актуальної наукової проблеми, вирішенню якої присвячена дана робота.

Об'єктом дослідження є робочий процес транспортних дизелів.

Предметом дослідження є розробка методів моніторингу параметрів робочого процесу, які необхідні для якісного діагностичного контролю технічного стану транспортних дизелів в експлуатації.

Таким чином, формується *тема досліджень*: "визначення основних діагностичних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації".

Метою дослідження є розробка методів визначення основних параметрів робочого процесу, найбільш значущих при діагностуванні технічного стану транспортних дизелів в процесі експлуатації: індикаторної потужності і середнього індикаторного тиску, частоти обертання, затримки запалення палива в робочому циліндрі і фази самозаймання палива.

Для досягнення мети в роботі поставлені п'ять головних завдань, рішення яких буде підтвердженням робочої гіпотези наукового дослідження.

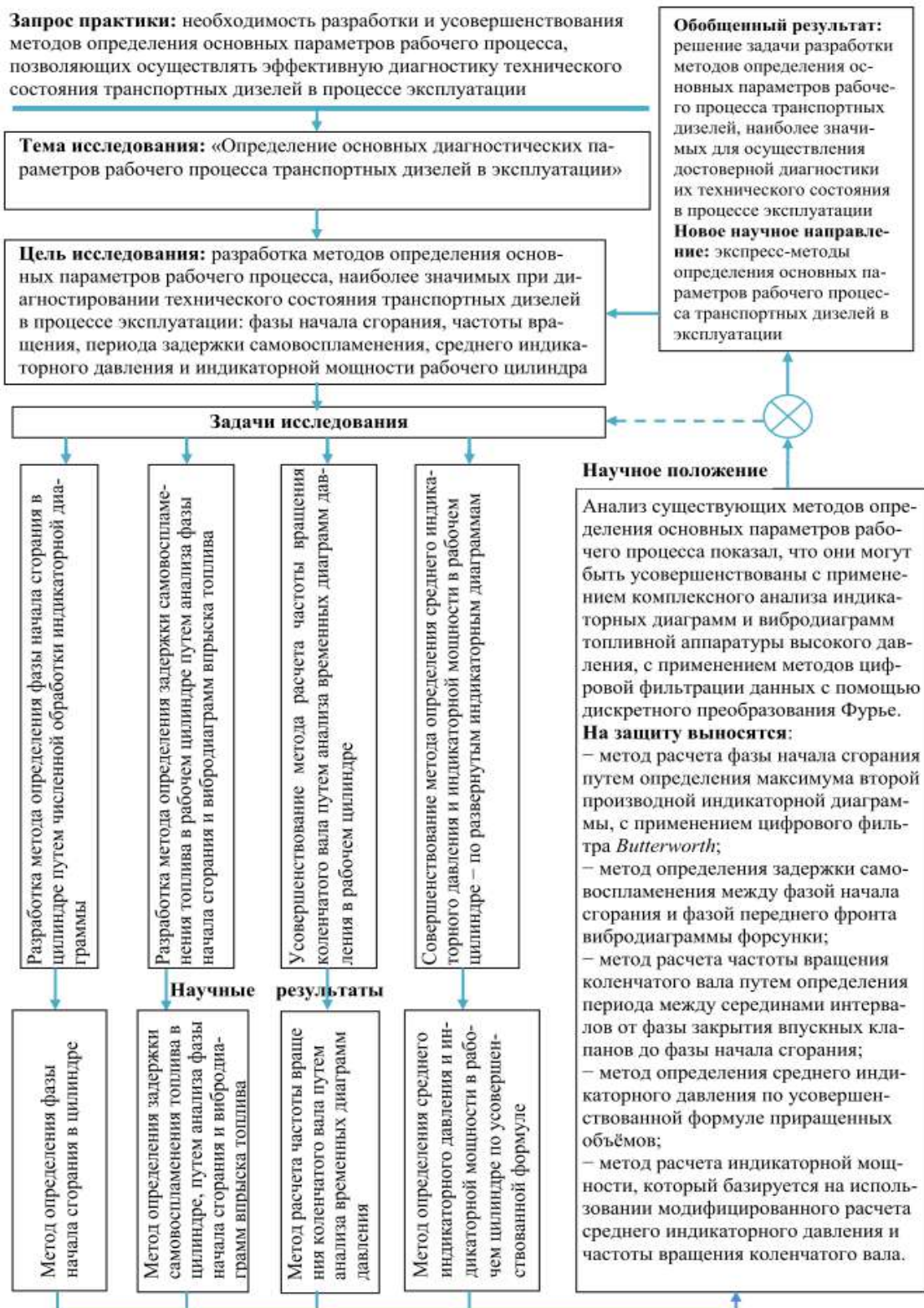


Рис. 2.1 – Технологічна карта дисертаційного дослідження

Перше головне завдання – *Аналіз існуючих методів контролю основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації*. Аналіз показав, що визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів, які є значущими для достовірної діагностики технічного стану, потребує доопрацювання і вдосконалення. Перед аналізом індикаторних діаграм і їх похідних першого і другого порядку необхідно застосувати цифрову фільтрацію даних на базі швидкого перетворення Фур'є.

Друге головне завдання – *Розробка методу визначення фази початку згоряння в циліндрі шляхом чисельної обробки індикаторної діаграми*. Вперше розроблено метод розрахунку фази початку згоряння в циліндрі транспортного дизеля по максимуму другої похідної індикаторної діаграми із застосуванням фільтра низьких частот *Butterworth*, який дозволяє забезпечити абсолютну похибку менше 0,5 градуса повороту колінчастого валу.

Третє головне завдання – *Розробка методу визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі шляхом аналізу фази початку згоряння і вібродіаграм вприскування палива*. Вперше запропоновано метод визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі, що використовує фазу початку згоряння в циліндрі і фазу переднього фронту вібродіаграми форсунки, визначену за максимумом першої похідної вібродіаграми. Використано різні діаграми – індикаторна і вібродіаграма, причому фаза початку згоряння визначена за методом, вказаним вище, а фаза підйому голки визначена по максимуму першої похідної відповідного фронту вібродіаграми. З урахуванням допущення про те, що основна фаза початку вприскування доводиться на момент повного підйому голки форсунки, вказаний метод дає відносну похибку у визначенні затримки запалення до 3%.

Четверте головне завдання – *Удосконалення методу розрахунку частоти обертання колінчастого валу шляхом аналізу часових діаграм тиску в робочому циліндрі, що в подальшому дозволяє підвищити точність визначення індикаторної потужності*. Метод розрахунку частоти обертання колінчастого валу удосконале-

ний шляхом визначення періоду робочого циклу між центрами інтервалів фази закриття впускних клапанів і фази початку згоряння. Такий метод дозволяє з низькою відносною похибкою (менше 1%) визначати частоту обертання на кожному циклі двигуна і здійснювати оцінку циклової нерівномірності обертання колінчастого валу, що в подальшому дозволяє підвищити точність визначення індикаторної потужності за відносною похибкою до 2,5%. На відміну від існуючих, запропонований метод не залежить від циклової нерівномірності фази максимального тиску згоряння.

П'яте головне завдання – *Удосконалення методу визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі – по розгорнутим індикаторним діаграм.* Удосконалено метод визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі шляхом визначення площ елементарних ділянок індикаторної діаграми для розрахунку середніх тисків на них. На відміну від існуючих, удосконалений метод не залежить від частоти дискретизації запису індикаторних діаграм. Для випадків, коли запис індикаторних діаграм робочого процесу здійснюється з кроком більше 1 градуса повороту колінчастого валу, метод знижує відносну похибку розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності до 2,5%.

Узагальнений результат науково-дослідної роботи: рішення задачі розробки методів визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів, найбільш значущих для здійснення достовірної діагностики їх технічного стану в процесі експлуатації.

Новий науковий напрям: експрес-методи визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів в експлуатації.

2.2 Метод визначення фази початку згоряння палива

Математичне моделювання робочого процесу є однією з головних складових загального завдання моніторингу та технічної діагностики двигунів внутрішнього згорання в процесі експлуатації. Коректна синхронізація даних є першим і одним з найбільш важливих етапів моніторингу робочого процесу [42]. Під процедурою синхронізації даних робочого процесу мається на увазі переклад даних, записаних у вигляді рівномірного тимчасового ряду, в залежність від кута повороту колінчастого валу

$$P(t) \rightarrow P(\varphi), \quad T(t) \rightarrow T(\varphi).$$

Основним і першим кроком синхронізації є вирішення завдання якомога точнішого визначення положення верхньої мертвої точки поршня. Аналіз похибки розрахунку основних параметрів робочого процесу, в залежності від точності оцінки ВМТ, був даний в роботах багатьох вітчизняних і зарубіжних авторів.

Так, наприклад, в роботі [43], присвяченій експериментальній перевірці точності алгоритмічного методу розрахунку ВМТ, показано, що на середньооборотних і високооборотних дизелях похибка визначення ВМТ в 1° повороту колінчастого валу призводить до 10% похибки визначення середнього індикаторного тиску і 25% похибки розрахункової оцінки тепловиділення на такті розширення.

У статті [44] приведена залежність похибки середнього ефективного тиску в процентах від похибки визначення ВМТ в градусах ПКВ. Автор стверджує, що кожен градус похибки визначення ВМТ призводить до 9% похибки в розрахунку середнього ефективного тиску і потужності циліндра

$$\frac{\Delta \text{IMEP}}{\Delta \text{ВМТ}} \cong 9 \, \%.$$

У роботах [43-46], присвячених методам оцінки ВМТ, вказується на істотний вплив точності оцінки ВМТ на розрахунок основних параметрів робочого процесу і, в першу чергу, – потужності циліндра.

У статтях [47, 48] запропонований алгоритмічний метод синхронізації (рис. 3.1), заснований на вирішенні рівняння

$$\frac{dP}{d\varphi_{BMT}} \cong 0, \quad (2.1)$$

де P – тиск газів в циліндрі в разі відключення подачі палива;

φ_{BMT} – шуканий кут верхньої мертвої точки циліндра.

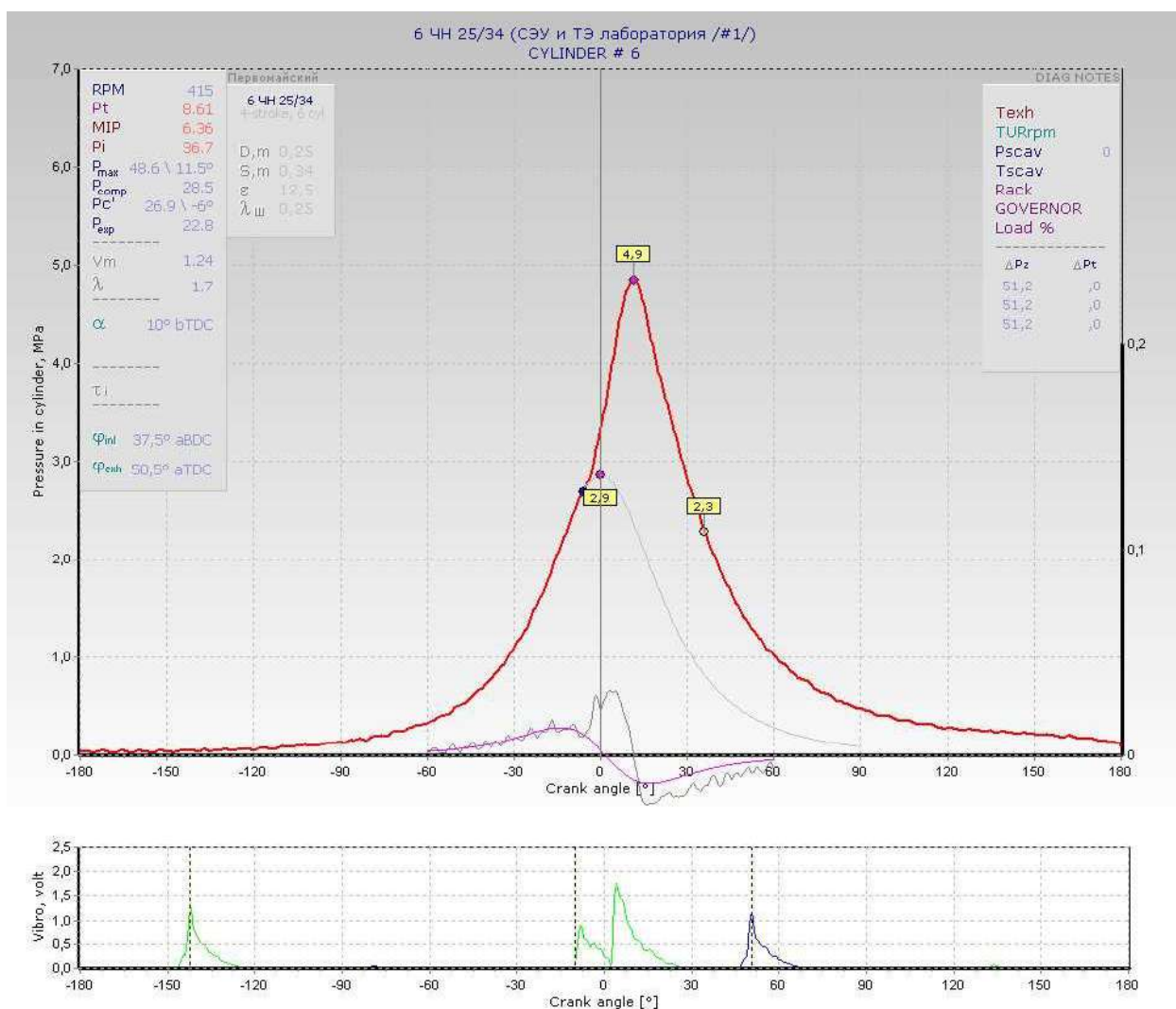


Рис. 2.2. Діаграма $P(\varphi)$, $dP/d\varphi$ і вібродіаграми ПА и МГР

(Пунктиром показані фази закриття клапанів і підйому голки форсунки)

$$P = P_a \varepsilon^{n_1} = P_a \left(\frac{V_a}{V_\varphi} \right)^{n_1},$$

де P_a – тиск в циліндрі на початку стиснення;

$\varepsilon = \frac{V_a}{V_\varphi}$ – розрахункова ступінь стиснення на φ куті повороту КВ;

V_a – обсяг циліндра на початку стиснення;

$V_\varphi = V(\varphi)$ – поточний обсяг циліндра на φ куті повороту КВ;

n_1 – показник політропи стиснення в циліндрі.

У розрахунковому варіанті рівняння (2.1) має вигляд

$$\frac{dP_{\text{comp}}}{d\varphi} = -P_a V_a^{n_1} n_1 \frac{1}{V_\varphi^{n_1+1}} \cdot 0,5 V_s \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{\text{ш}} \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_{\text{ш}}^2 \sin^2 \varphi}} \right), \quad (2.2)$$

де $\lambda_{\text{ш}} = R_{\text{КР}} / L_{\text{ш}}$ – відношення шатуна, рівне діленню радіусу кривошипа і довжини шатуна.

Особливість алгоритмічного методу синхронізації, полягає в тому, що рівняння (2.2) вирішується не на всій області значень $P(\varphi)$, а тільки на тій, де ще відсутнє займання палива. На рис. 2.2 ця область показана ділянкою моделі $dP/d\varphi$, що збігається з ділянкою чисельного диференціювання $\Delta P/\Delta\varphi$ (від -60° до -6° ПКВ).

У тому випадку, якщо в циліндрі відсутня подача палива і відбувається чисте стиснення-розширення повітряного заряду, оцінка положення ВМТ може бути проведена з інженерної точністю за виразом $\varphi_{\text{ВМТ}} = \varphi P_{\text{max}}$, або розрахована за допомогою (2.2) на всій області значень.

Таке завдання вирішується відносно легко і застосовується для коригування апаратних методів визначення ВМТ в деяких системах моніторингу робочого процесу ДВЗ [49, 23].

Проблема полягає в тому, що завдання коректного визначення ВМТ і подальшої синхронізації актуальна саме на робочому циліндрі, коли відбувається вприскування палива і його запалення на певній фазі повороту колінчастого валу до верхньої мертвої точки. У цьому випадку рівняння (2.2) вирішується на малому сегменті значень $P(\varphi)$ від початку стиснення до моменту початку запалення палива.

Фазу початку стиснення можна визначити за допомогою методів, зазначених в [50]. Приймаємо її рівною куту закриття впускного клапана після нижньої мертвої точки. Момент початку займання палива необхідно оцінити якомога точніше по тимчасовій діаграмі. Оскільки завдання коректного визначення фази початку згоряння є складовою частиною загальної задачі синхронізації і актуальна для методу, що базується на рівнянні мінімізації функціоналу, її вирішенню не приділялося належної уваги до певної наукової літератури.

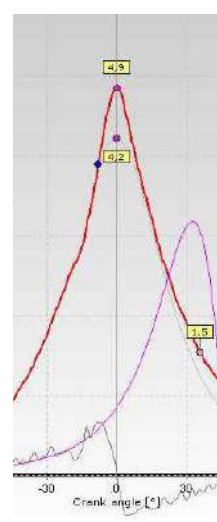
Метою даного розділу є аналіз методу визначення фази початку згоряння палива в циліндрі ДВС за допомогою похідних (до 4-го порядку) вихідної вибірки.

На рис. 2.2 були показані індикаторна діаграма і вібродіаграми паливної апаратури і механізму газорозподілу дизеля 6ЧН25/34. В даному випадку абсолютна фазова похибка синхронізації не перевищує $0,25^\circ$ повороту колінчастого валу. Характерними ознаками такої малої похибки синхронізації за методом [42] є те, що модель $dP/d\varphi$ не «захоплює» точки ділянки кривої $P(\varphi)$, на яких відбувається згоряння палива. На верхній частині графіка видно, що модель $dP/d\varphi$ і реальна крива $\Delta P/\Delta\varphi$ розходяться після початку згоряння.

Аналіз ситуацій, при яких відбувається неточне визначення фази початку згоряння, представлений в табл. 2.1. При збільшенні помилки визначення фази початку згоряння видно, що побудова моделі $dP/d\varphi$ починає базуватися на «зайвих» точках (як правило, «захоплюється» частина точок на кривій згоряння після моменту самозаймання) і в кінцевому підсумку відбувається її спотворення, як показано для випадку $\Delta\varphi_{Pc'} = 2,0^\circ \text{ПКВ}$.

Таблиця 2.1

Вплив фазової похибки визначення $\varphi_{Pc'}$
на розрахунок основних параметрів робочого процесу

a) $\Delta\varphi_{Pc'} = 0^\circ \text{ deg}$ b) $\Delta\varphi_{Pc'} = 0,5^\circ \text{ deg}$ c) $\Delta\varphi_{Pc'} = 1,0^\circ \text{ deg}$ d) $\Delta\varphi_{Pc'} = 2,0^\circ \text{ deg}$ 

RPM	415
Pt	8.61
MIP	6.36
Pi	36.7
P _{max}	48.6 \ 11.5°
P _{comp}	38.5
Pc'	26.9 \ -6°
P _{exp}	22.8

V _m	1.24
λ	1.7

α	10° bTDC

τ _i	

φ _{int}	37,5° aBDC
φ _{exh}	50,5° aTDC

RPM	415
Pt	8.62
MIP	4.37
Pi	25.2
P _{max}	48.6 \ 6.5°
P _{comp}	33.7
Pc'	31.4 \ -6.5°
P _{exp}	19.2

V _m	1.32
λ	1.44

α	15,5° bTDC

τ _i	

φ _{int}	32,5° aBDC
φ _{exh}	45,5° aTDC

RPM	415
Pt	8.62
MIP	3.36
Pi	19.4
P _{max}	48.6 \ 4°
P _{comp}	36.8
Pc'	34.2 \ -7°
P _{exp}	17.5

V _m	1.3
λ	1.32

α	18° bTDC

τ _i	

φ _{int}	30° aBDC
φ _{exh}	43° aTDC

RPM	415
Pt	8.63
MIP	1.82
Pi	10.5
P _{max}	48.6 \ 0°
P _{comp}	42.2
Pc'	38.9 \ -8°
P _{exp}	15.3

V _m	1.21
λ	1.15

α	21,5° bTDC

τ _i	

φ _{int}	26,5° aBDC
φ _{exh}	39° aTDC

Похибка у визначенні фази початку згоряння призводить до помилки синхронізації (рис. 2.3), причому на малих кутах відхилення $\varphi_{Pc'}$ помилка синхронізації на порядок більше. Показана на рис. 2.3 залежність описується ступеневою функцією

$$\Delta\varphi_{BMT} = AB \cdot \Delta\varphi_{Pc'},$$

де значення коефіцієнтів A і B для вихідних даних, записаних на різних дизелях СОД, рівні: $A = 7 \div 10$; $B = 0,6 \div 1$.

Зазначені значення коефіцієнтів ступеневої моделі характеризують майже десятикратну залежність похибки розрахункової синхронізації від помилки фази початку згоряння.

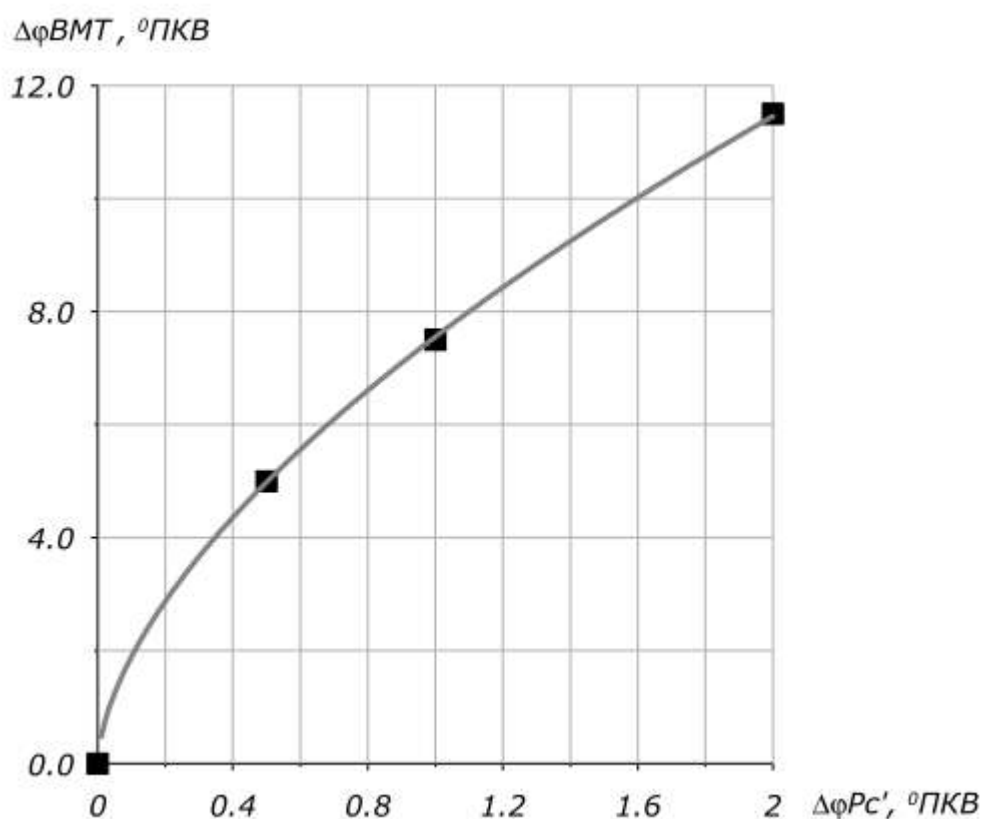


Рис. 2.3. Вплив фазової похибки визначення кута початку самозаймання $\varphi_{Pc'}$ на помилку синхронізації

Внаслідок помилки синхронізації відбувається істотне спотворення результатів розрахунку параметрів робочого процесу (рис. 2.4, 2.5). Так, наприклад, розрахунковий середній індикаторний тиск і індикаторна потужність циліндра практично лінійно змінюються (підвищуються в даному випадку). Розрахункове значення тиску в кінці стиснення збільшується (рис. 2.5 с), а контрольна точка тиску на лінії розширення (36° ПКВ за ВМТ) зменшується за лінійним законом (рис. 2.5с).

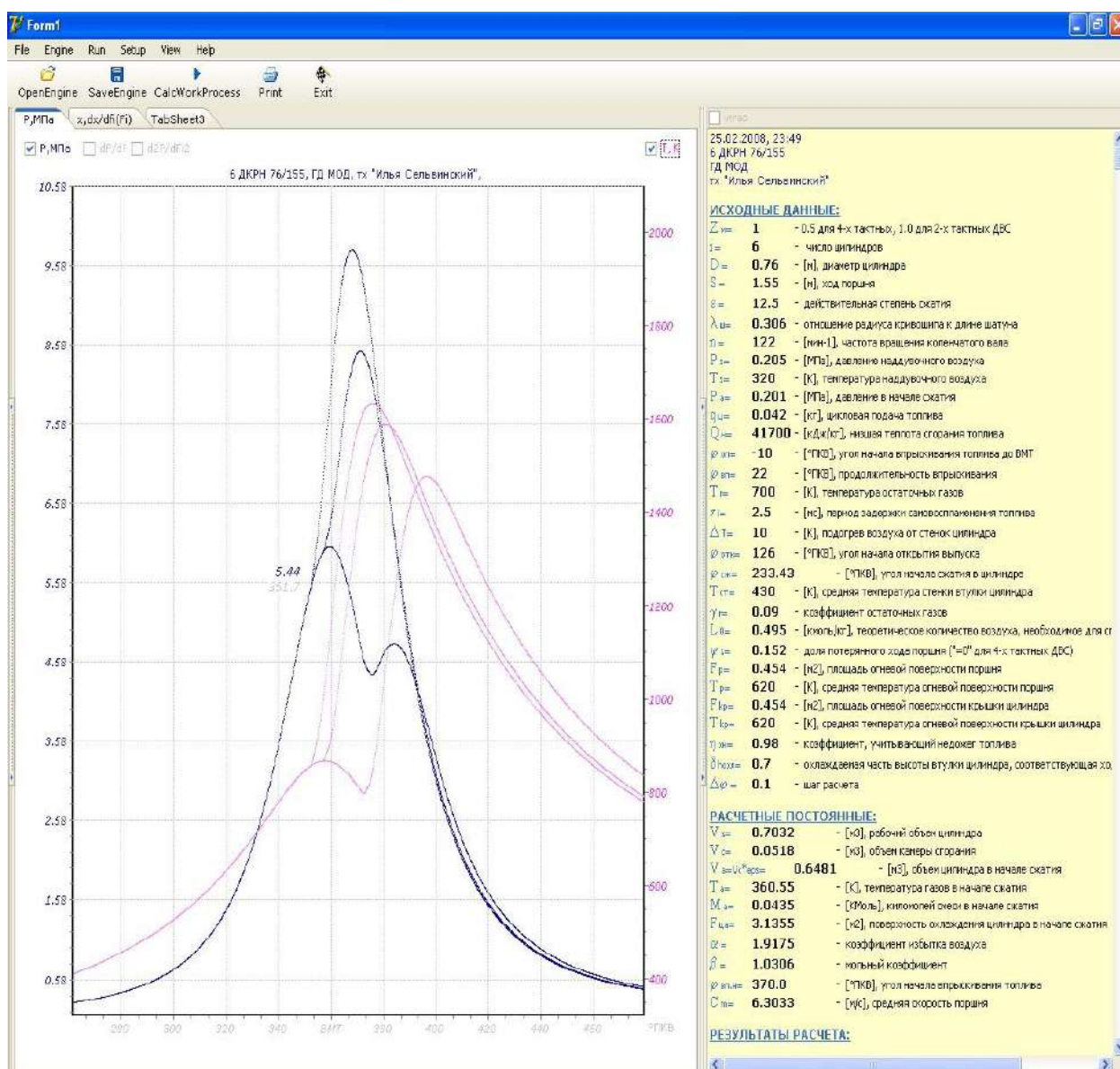


Рис. 2.4. Интерфейс програми розрахунку робочого процесу з урахуванням динаміки тепловиділення за методом В.С. Семенова і В.І. Квятковського

Розрахункове значення ступеня підвищення тиску λ лінійно зменшується, а значення швидкості підвищення тиску V_m на малих кутах $\Delta\varphi_{pc'}$ збільшується, а потім зменшується (рис. 2.5 б). Розрахункове значення кута випередження впорскування палива α збільшується лінійно відповідно до помилки синхронізації (рис. 2.5 а).

У зв'язку з показаним вище істотним впливом помилки у визначенні фази початку згоряння палива $\varphi_{pc'}$ на точність синхронізації і, в кінцевому підсумку, на розрахункові параметри робочого процесу, необхідно знайти метод визначення $\varphi_{pc'}$ з мінімально можливою похибкою.

Для аналізу методу визначення фази початку згоряння використовувалися дані, отримані шляхом математичного моделювання діаграми тиску $P(\varphi)$ в циліндрі ДВС (рис. 2.4). Використовувалася розроблена на кафедрі «Суднові енергетичні установки» ОНМУ модель робочого процесу в циліндрі СДВЗ, що базується на 1-му законі термодинаміки і використовує трифазну модель тепловиділення В.С. Семенова - В.І. Квятковського для розрахунку процесу згоряння. У складі моделі використовувалася нелінійна функціональна залежність ізохорної теплоємності циліндрових газів, де аргументами є не тільки температура, але і тиск в циліндрі. На відміну від використовуваної раніше лінійної залежності $C_v = f(t)$, розрахунок процесу стиснення вийшов більш коректним. На рис. 2.4 показано вікно програми з висновком розрахункових діаграм $P(\varphi), t(\varphi)$ робочого процесу дизеля МОД для кутів випередження впорскування палива $+10^\circ, +5^\circ$ і -10° ПКВ. У правому вікні рис. 2.4 наведено вихідні дані для розрахунку робочого процесу при $\alpha = -10^\circ$ ПКВ. Результати розрахунку у вигляді діаграм $P(\varphi)$ з кроком $0,5^\circ$ ПКВ були експортовані в зовнішній файл для подальшої обробки.

Виходячи з того, що на вихідних діаграмах $P(\varphi)$ момент початку самозаймання слабо виражений для більшості СДВЗ з ранніми кутами випередження подачі палива до ВМТ, аналізувати вихідну вибірку не представляється можливим.

Суть даного методу полягає в тому, що кожен раз відшукується кут, відповідний максимуму m похідної, який з ростом порядку диференціювання наближається до шуканого $\varphi_{Pc'}$, точно відомому для моделі даного процесу.

Похідні $P(\varphi)$ дискретної функції з однаковими інтервалами між відліками h визначалися методом чисельного диференціювання відповідного інтерполяційного полінома Ньютона [51].

Кожне значення похідної для будь-якого аргументу обчислювалося в 4-х рівновіддалених точках (дві праворуч і дві зліва від шуканої точки) за формулами

$$y'_0 = \frac{1}{12h}(y_{-2} - 8y_{-1} + 8y_1 + y_2)$$

$$y''_0 = \frac{1}{12h^2}(-y_{-2} + 16y_{-1} - 30y_0 + 16y_1 - y_2)$$

$$y'''_0 = \frac{1}{2h^3}(-y_{-2} + 2y_{-1} - 2y_1 + y_2)$$

$$y''''_0 = [y'''_0].$$

На рис. 2.6 і 2.7 показані вихідні індикаторні діаграми $P(\varphi)$ і графіки похідних $dP/d\varphi$ 1-го, 2-го, 3-го і 4-го порядків для кутів випередження подачі палива $\varphi_{on} = 10^\circ$ до ВМТ (рис. 2.6) і 10° за ВМТ (рис. 2.7).

Фази початку згоряння палива визначалися як координати максимумів похідних (у всіх випадках крім першої похідної)

$$\varphi_{Pc'} = \varphi_{\max} \frac{d^m P}{d\varphi^m}, \text{ де } m = 2; 3; 4.$$

Координата максимуму першої похідної $dP/d\varphi$ може перебувати на ділянці стиснення (рис. 2.6) або на ділянці початку згоряння (рис. 2.7) в залежності від того, де швидкість зміни тиску більше.

Для сучасних СОД з організацією робочого процесу за принципом *LOW NOx* [52] в ряді випадків швидкість наростання тиску на ділянці стиснення вище, ніж на ділянці згоряння. Зрозуміло, оцінку стану фази початку згоряння як точки

«перегину» або кордону між процесами стиснення і згорання за допомогою $dP/d\varphi$ визначити неможливо.

Важливий для практичної експлуатації параметр $V_m = \max(dP/d\varphi)$ визначається при кожному індіюванні двигуна і характеризує механічне навантаження циліндра.

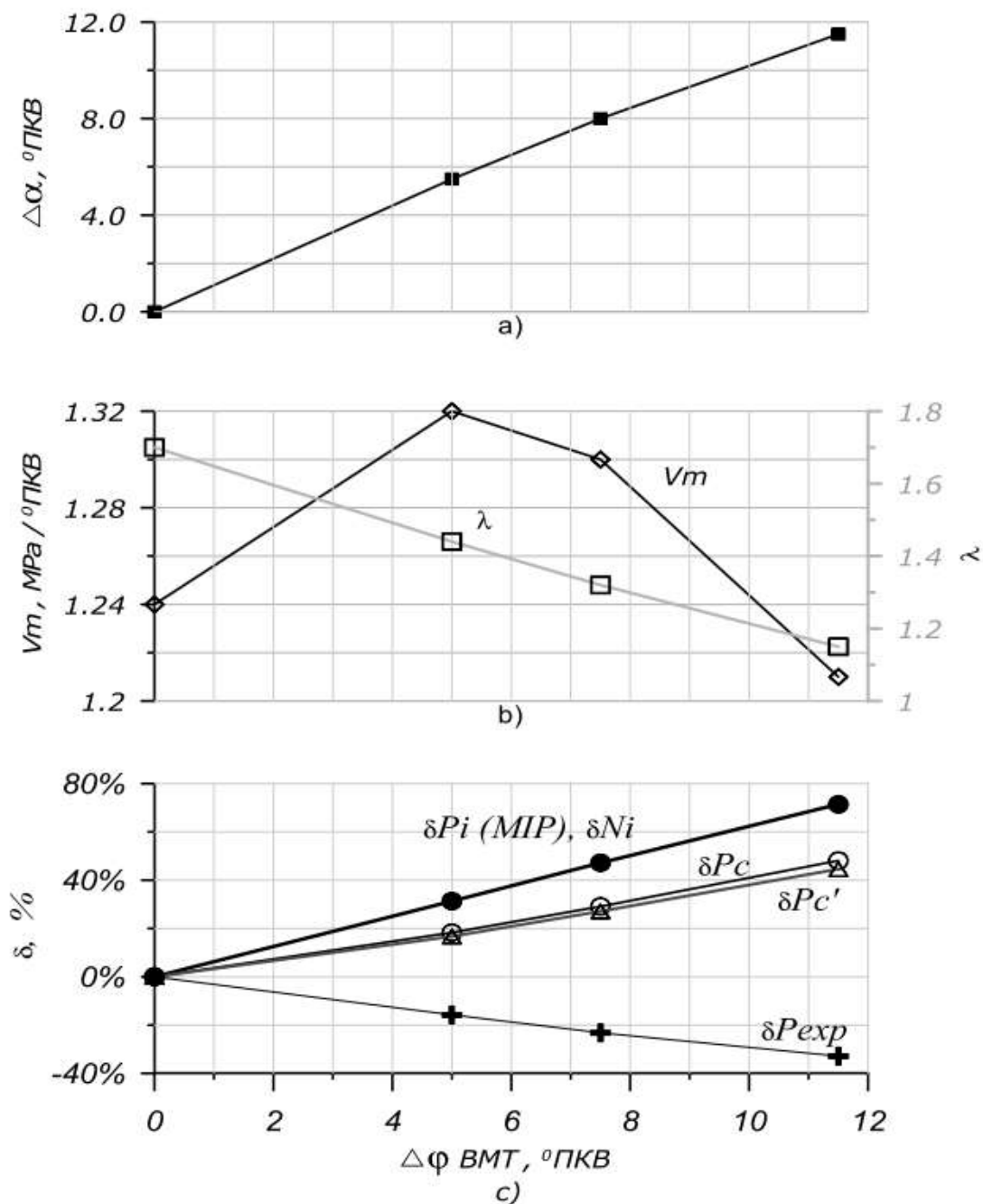


Рис. 2.5. Вплив фазової похибки $\varphi_{Pc'}$ на помилку синхронізації і визначення основних параметрів робочого процесу

На рис. 2.8 показана відносна помилка визначення кута $\varphi_{Pc'}$ в залежності від порядку похідної m , обчислена за формулою

$$\delta = \left| \frac{\varphi_{Pc'} - \varphi_{\max} \frac{d^m P}{d\varphi^m}}{\varphi_{Pc'}} \right|.$$

У випадку з пізнім (за ВМТ) кутом випередження подачі палива (рис. 2.7) відносна похибка менше, ніж у випадку з раннім кутом (рис. 2.6). Аналіз відносної похибки $\varphi_{Pc'}$ показує, що зі збільшенням порядку похідної відносна похибка зменшується. Для похідних 3 і 4-го порядків абсолютна похибка визначення $\varphi_{Pc'}$ вже в більшості випадків збігається з кроком дискретизації даних.

1) при використанні аналітичного методу синхронізації первинним завданням є поділ процесів стиснення повітряного заряду в циліндрі і згоряння палива;

2) помилка у визначенні фази початку згоряння істотно впливає на похибку синхронізації. Ставлення похибок $\Delta\varphi_{Pc'} / \Delta BMT = 6 \div 10$;

3) похибка синхронізації, виражена в похибці визначення координати ВМТ, призводить до суттєвої помилки в розрахунку середнього індикаторного тиску і потужності циліндра (до 10% на один градус);

4) визначення фази початку згоряння в робочому циліндрі можливо за допомогою розрахунку координат максимумів похідних, починаючи з похідної 2-го порядку;

5) для «гладких» без шумів вихідних даних зі збільшенням порядку похідної точність визначення фази початку згоряння збільшується;

6) під час моніторингу реального робочого процесу, з урахуванням шумів перетворення і дискретизації, застосування похідної вище 2-го порядку недоцільно, оскільки зі збільшенням m зменшення відносної похибки незначно (рис. 2.8). Крім того, при чисельному диференціюванні для похідних старших порядків істотно зростає вплив шумів.

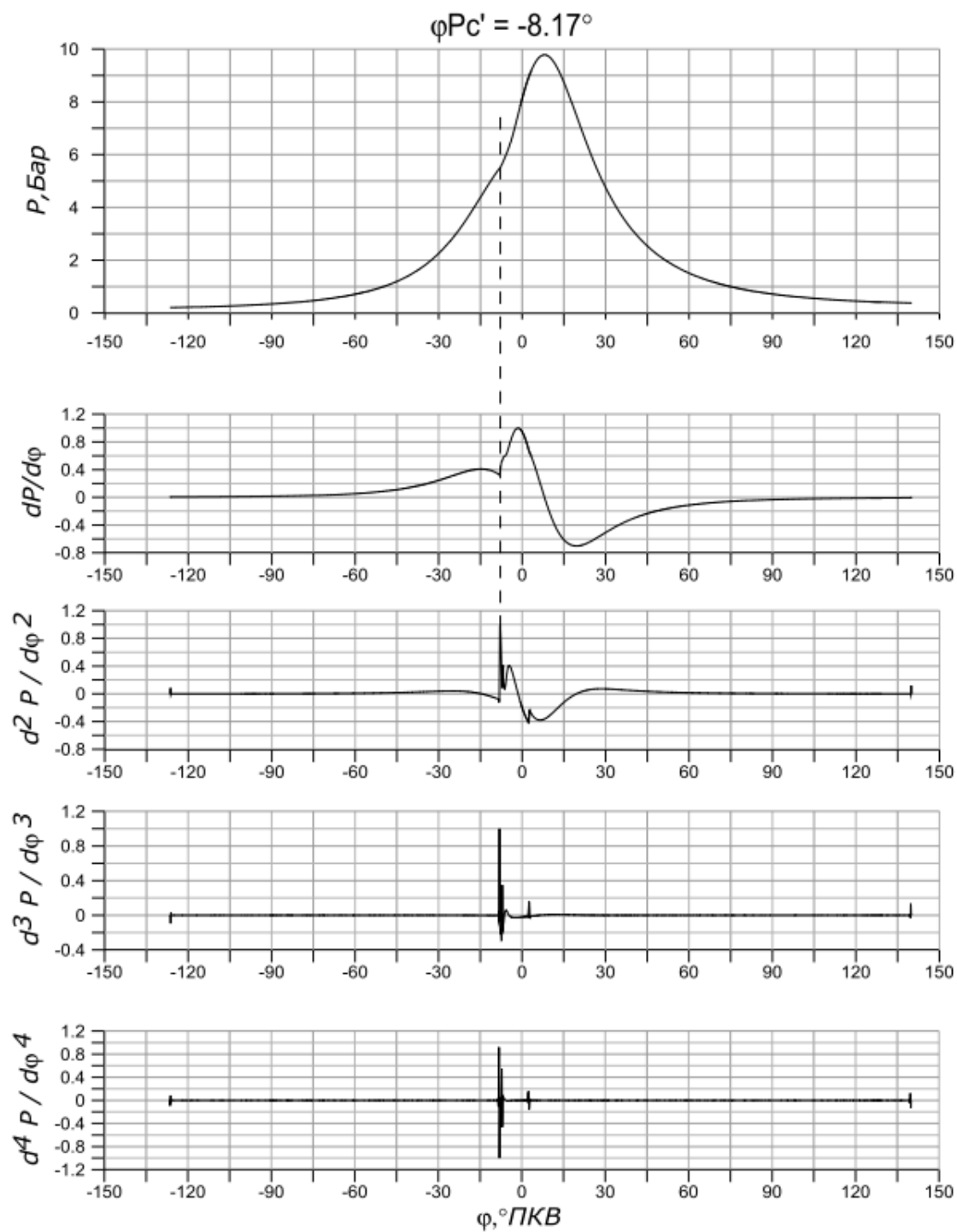


Рис. 2.6. Визначення фази початку згорання палива
(кут випередження впорскування до ВМТ)

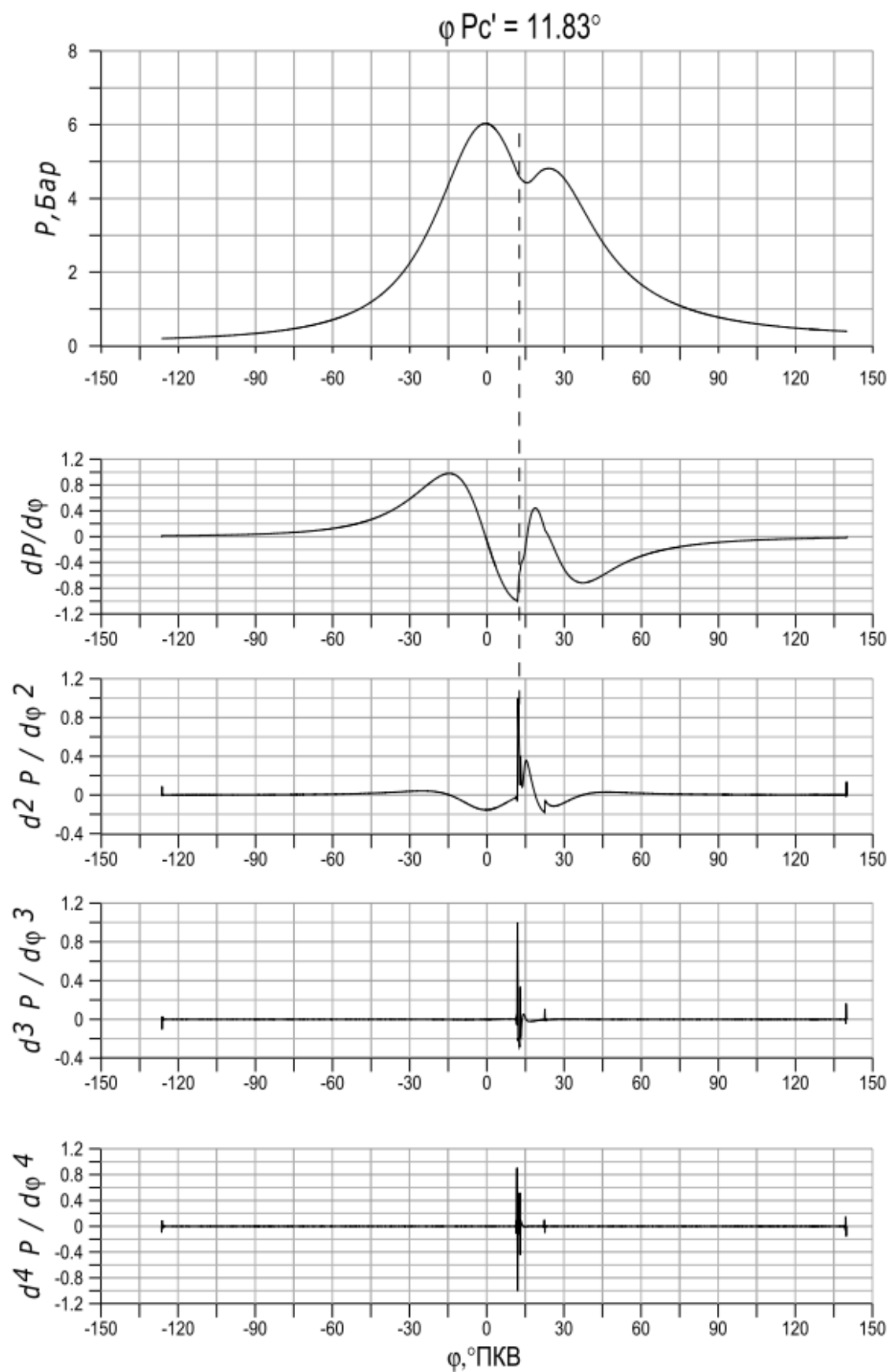


Рис. 2.7. Визначення фази початку згоряння палива
(Вприскування палива після ВМТ)

Подальші дослідження необхідно провести за даними моніторингу робочого процесу в циліндрах ВОД, СОД і МОД, записаних зі зниженим ставленням сигнал / шум. Для мінімізації шумів у вихідних даних можна скористатися методами цифрової фільтрації на основі перетворення Фур'є або альтернативними.

Підвищення точності алгоритмічних методів синхронізації даних дозволить поліпшити якість моніторингу робочого процесу ДВЗ під час експлуатації та підвищити достовірність одержуваної таким чином діагностичної інформації.

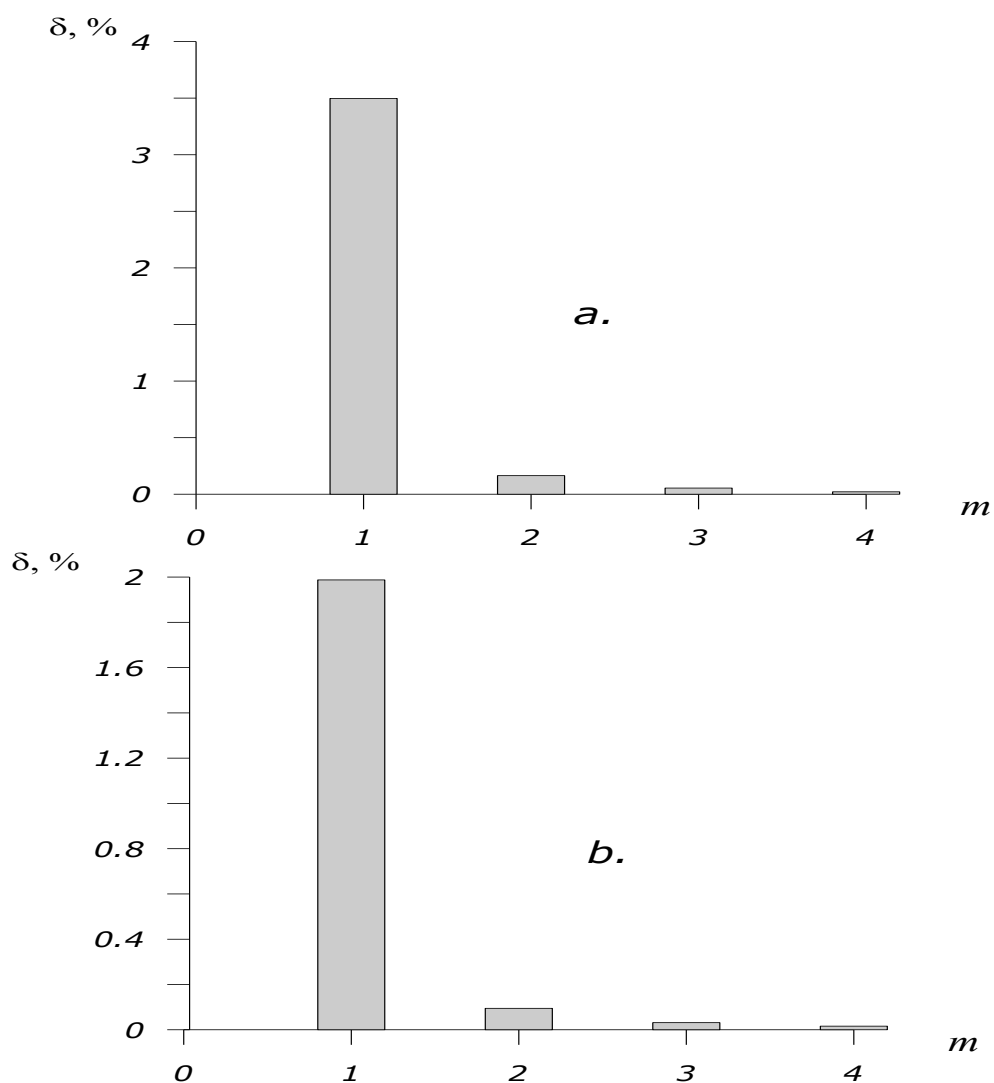


Рис. 2.8. Відносна помилка визначення кута в залежності від порядку похідної функції, для а - позитивного і б – негативного кутів випередження впорскування палива

Розглянемо процес початку самозаймання палива щодо діаграми стиснення-розширення (рис.2.9). На рисунку показані діаграми робочих процесів (криві 1,2,3) при різних кутах випередження впорскування палива і діаграма стиснення-розширення. У момент самозаймання відбувається "відрив" кривої згоряння від діаграми стиснення (точки $p'_{c1}, p'_{c2}, p'_{c3}$) і в більшості випадків, коли вимірювання тиску в циліндрі відбувається без хвильових спотворень і дросельного ефекту трубки індикаторного крана, в цей момент на діаграмі тиску з'являється характерний перегин, який свідчить про різке наростання тиску при згорянні.

Характер зміни першої похідної $dp/d\varphi$ (крива 2' для робочого діаграми 2) показує, що поблизу точок $p'_{c1}, p'_{c2}, p'_{c3}$ вона має найкрутішу ділянку. Другі похідні $d^2p/d\varphi^2$ (криві 1'', 2'', 3'') мають максимуми в ординатах цих точок. Можна записати умова визначення кута моменту початку самозаймання палива:

$$\left(\frac{d^2p}{d\varphi^2} \right)_{\text{MAX}} = \left(\frac{d^2p}{d\varphi p'_{c2}} \right)$$

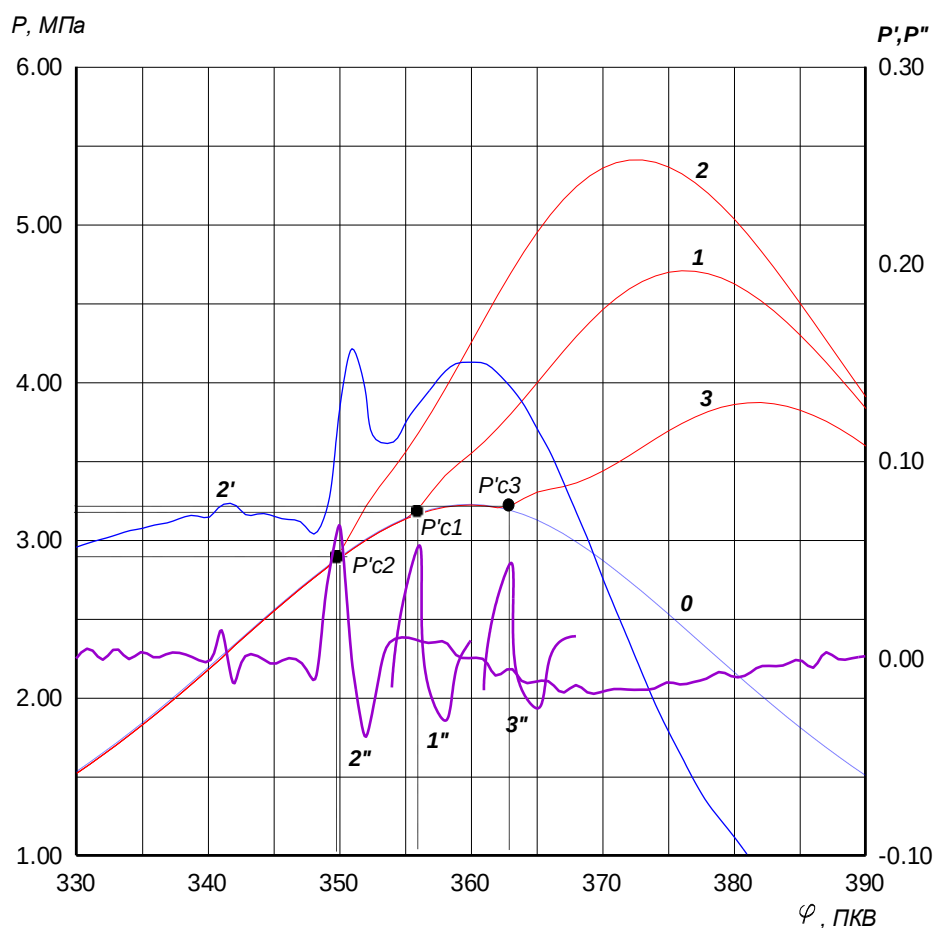


Рис. 2.9. Визначення фази початку згоряння $\varphi P'_c$ в робочому циліндрі за координатами максимумів других похідних $P''(\varphi)$, 0 – стиснення-розширення без згоряння; 1,2,3 – $p(\varphi)$ – діаграми робочого процесу при різних кутах випередження вприскування палива; 2' – графік для робочого процесу 2; 1'',2'',3'' – графіки других похідних $d^2 p / d\varphi^2$ відповідних робочих процесів

Друга похідна $d^2 p / d\varphi^2$ розраховується для ділянки від $\varphi = \varphi_{\xi P_{MAX}}$ - середина ділянки стиснення, до $\varphi = \varphi_{P_{MAX}}$ з заданим кроком $\Delta\varphi$ по формулі чисельного диференціювання (2.9).

Глобальний максимум другої похідної $p''(\varphi)_{MAX}$ визначається циклічним перебором функції з кроком $\Delta\varphi$. Використання третьої похідної для відшукування максимуму другої недоцільно, оскільки на обраному діапазоні присутні кілька локальних максимумів і виникає завдання селекції коренів рівняння $p'''(\varphi) = 0$, що збільшує розрахунковий час у порівнянні з аналізом $p''(\varphi)$ в циклі з кроком $\Delta\varphi$, який забезпечує задану точність визначення $\varphi p'_c$ і $p(\varphi p'_c)$.

2.3. Аналіз вібродіаграм паливної апаратури

Можливість діагностування різних вузлів паливної апаратури за допомогою аналізу віброакустичних сигналів перевірена і доведена багатьма авторами [53-56].

Для реєстрації вібросигналів з корпусу форсунки і інших вузлів паливної апаратури двигуна використовувався контактний вібродатчик VS-20 з перетворювачем VN-20D2 системи DEPAS. Після фільтрації сигналу від датчика і необхідного посилення для подальшої математичної обробки застосовувалося 2-х напівперіодне детектування.

На стендах автором даної роботи були записані і досліджені детектовані вібродіаграми різних вузлів паливної апаратури малооборотних і середньооборотних дизелів (ДКРН 74 / 160-3, ЧН 25/34 і NVD48). Нижче наведені основні результати дослідження.

На першому етапі досліджень проводилася оцінка інформативності віброакустичних сигналів різних вузлів ПА під час вприскування. Одночасно записані діаграми процесу упорскування ТА дизеля ДКРН-3 показували наступні сигнали :

- 1) лінійне переміщення голки форсунки z , мм. Діаграма записана за допомогою індуктивного датчика переміщення штока голки [57];
- 2) тиск в системі високого тиску після ПНВТ. Діаграма записана за допомогою тензометричного датчика тиску [57,58];
- 3) тиск перед розпилювачем форсунки. Діаграма записана за допомогою тензометричного датчика тиску [58, 59];
- 4) вібродіаграма фланця ПНВТ;
- 5) вібродіаграма притискної шайби фланця ПНВТ;
- 6) вібродіаграма трубки високого тиску відразу за фланцем ПНВТ;
- 7) вібродіаграма відсічного клапана ПНВТ;
- 8) вібродіаграма корпусу розподільника;
- 9) вібродіаграма притискної шайби фланця форсунки;
- 10) вібродіаграма торця форсунки.

Детектовані вібросигнали (4-10) різних вузлів ПА записані за допомогою датчика VS-20.

Для порівняння діаграм був обраний наступний режим роботи: $n = 111$ об/хв, індекс рейки, відповідний подачі на номінальному режимі навантаження $m = 36.5$ (максимальна подача $m = 45$). Несуча частота індуктивних датчиків і тензодатчиків становить 30 кГц, центральна частота пропускання фільтра вібродатчика VS-20 дорівнює 12 кГц.

У момент проходження плунжером відсічного вікна виникають коливання на відсічному клапані ПНВТ; далі, в момент підйому голки (удару об верхній упор) виникають коливання на торці форсунки, притискній шайбі і з деяким зрушенням ці коливання можна зареєструвати на розподільнику.

У момент підйому голки видно характерний перегин на діаграмі тиску в трубі ПНВТ. Такий перегин, що характеризує незначне падіння тиску в системі високого тиску, особливо чітко проявляється для потужних малооборотних дизелів з форсунками великої продуктивності, коли в результаті підриву голки відчутно падає тиск у всій магістралі високого тиску. У системах діагностики фірми Autronica AS цей факт використовується для визначення моменту початку впорскування палива (дійсного кута випередження впорскування). Однак відомо, що для багатьох СОД і ВОД на експлуатаційних режимах підрив голки не викликає істотного падіння тиску у всій магістралі і діаграма тиску ПНВТ має гладку форму. В цьому випадку математична обробка діаграми тиску ПНВТ не дозволить визначити момент підриву голки.

У момент відсічення на відсічному клапані виникають коливання великої амплітуди. У цей момент порожнина високого тиску з'єднується з порожниною низького тиску підкачки, виникає хвильовий процес, описаний в працях професора Іванівського В.Г. [57]. Незважаючи на те, що для згладжування цього процесу, що викликає підвищену вібрацію ПА і вакуумну корозію відсічних пробок, застосовуються спеціальні демпфери, вібродатчик дозволяє чітко реєструвати коливання в момент відсічення.

У момент посадки голки виникає другий віброімпульс на діаграмах, причому найбільш чітко він фіксується безпосередньо з корпусу форсунки. Таким чином, можна виділити найбільш інформативні діаграми торця форсунки і відсічного клапана, які найбільш точно характеризують фази подачі палива.

На другому етапі експерименту проводився фазовий аналіз вібродіаграм корпусу форсунки і відсічного клапана. Аналіз вібродіаграм різних вузлів паливної апаратури в процесі впорскування палива показав, що за даних умов запису діаграм (обраній частоті пропускання фільтра вібродатчика 12 ± 1 кГц) на різних вузлах по-різному проявляються віброакустичні ефекти впорскування. Розглянемо випадок, коли вібродатчик встановлений на торці форсунки. Магнітна платформа датчика встановлена на притискній шайбі так, що вісь чутливого елемента збігається з віссю голки форсунки. Для імітації реальної

картини роботи двигуна проведені випробування на режимах, що відповідають різним точкам по хвильовій характеристиці: 50%, 70%, 80%, 90%, 100% (1-5) і мінімально стійкі обороти(6).

Для порівняльного аналізу одночасно були записані діаграми лінійного переміщення голки; тиск палива в трубці ПНВТ; тиск палива в форсунці; детектовані вібродіаграми, записані датчиком VS-20, встановленим на торці форсунки. (рис. 2.10).

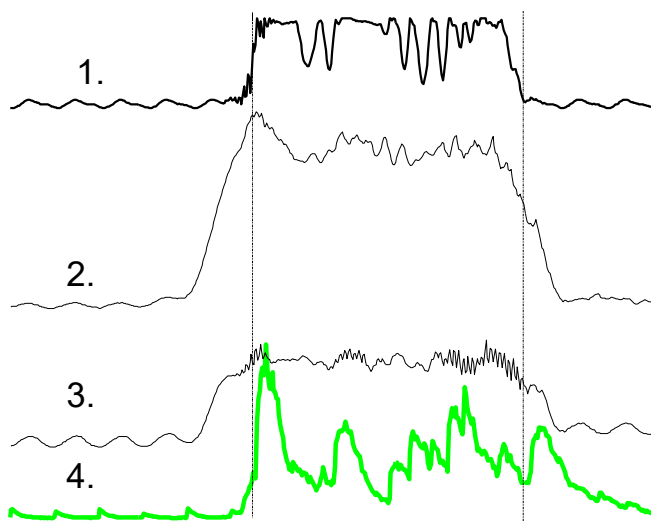


Рис. 2.10. Вібродіаграма дрібного вприскування палива: 1 - переміщення голки; 2 - тиск палива в ТНВД; 3 - тиск палива в форсунці; 4 - вібродіаграма торця форсунки.

На цих режимах голка один раз піднімається і опускається протягом робочого циклу. Момент повного підйому відповідає місцевому піку на діаграмі тиску палива в трубці ПНВТ. Це явище обумовлено короткочасним падінням тиску в момент підйому голки. Далі тиск палива підвищується, оскільки плунжер продовжує рух вгору, а потім падає в момент відсічення палива. Коли тиск палива стає менше тиску необхідного для утримання голки у верхньому положенні, яке регулюється затяжною пружиною, голка повертається на місце під дією пружини і перекриває соплові отвори. Таким чином, по ходу руху голки вона двічі вдаряється спочатку об верхній, а потім об нижній упор. У момент удару виникають акустичні хвилі, які мають достатню для реєстрації амплітуду в обраному частотному діапазоні 12 ± 1 кГц.

На діаграмі передні фронти імпульсів точно збігаються з моментами повного підйому і посадки голки для всіх режимів на гвинтовій характеристиці з нормальним вприскуванням палива.

У разі мінімально стійких обертів і великої подачі палива вібросигнал носить явно спотворений характер. Діаграма переміщення голки показує дробове вприскування. Якісна картина дрібного вприскування повторюється і на вібродіаграмі. Проте, слід зазначити, що навіть у цьому випадку передній фронт вібрації з задовільною точністю збігається з моментом першого підйому голки.

Максимальна розбіжність кутів на всіх режимах не перевищувало 0.2° ПКВ. У момент повного підйому голки після удару її об верхній обмежувач голка робить кілька загасаючих високочастотних коливань. Період цих коливань можна розрахувати виходячи з того, що кутова тривалість циклової подачі $\varphi_{\text{ц}} = 27.4^\circ$ при оборотах РВ $n=106$ об/хв. Тривалість циклової подачі в цьому випадку дорівнює $\tau_{\text{ц}} = \varphi_{\text{ц}} / 6n = 43$ мс. Період затухаючих коливань голки при ударі об верхній обмежувач дорівнює $\tau_{\text{н}} = 2.19$ мс. Реєструюча апаратура дозволяє записувати сигнали кожні 40 мкс (10 мкс/канал * 4 канала). В даному випадку за один період згасаючих коливань голки буде отримано 55 точок.

Аналіз розрахунку вприскування палива показав, що за час між початком підйому і повним підйомом - ділянку / 1,2 /, а також між початком посадки і повної посадкою голки / 3,4 / вприскується не більше 2% циклової порції палива на всіх розглянутих режимах.

Таким чином, аналіз передніх фронтів віброімпульсів форсунки за допомогою датчика VS-20 дозволяє визначити дійсні (фактичні) кути вприскування палива в циліндр дизеля.

За умовами експерименту порівняння вібродіаграми торця форсунки і відсічного клапана на різних режимах по навантажувальній характеристиці витримувалися постійні обороти стенду $n = 150$ об / хв і змінювався індекс подачі палива на ПНВТ від $m = 20$ (а) до $m = 40$ (е). Аналіз діаграм показує стійку закономірність між цикловою подачею і відстанню між передніми фронтами імпульсів детектованих вібродіаграм, отриманих як з

торця форсунки, так і з відсічного клапана. У всіх випадках необхідно відзначити досить чіткий і стійкий характер вібродіаграм по переднім імпульсам.

Фази передніх фронтів вібродіаграми форсунки збігаються з моментами підйому і посадки голки. Для визначення фаз передніх фронтів вібродіаграми заглушки навпроти відсічного вікна (надалі "відсічення") необхідно розглянути додатковий сигнал - діаграму тиску палива в відсічній порожнини ПНВТ.

На рис.2.11 показаний порівняльний аналіз діаграм переміщення голки (1), тиску палива в відсічній порожнини ПНВТ (2), тиск палива в системі високого тиску (3) і вібродіаграма відсічення (4).

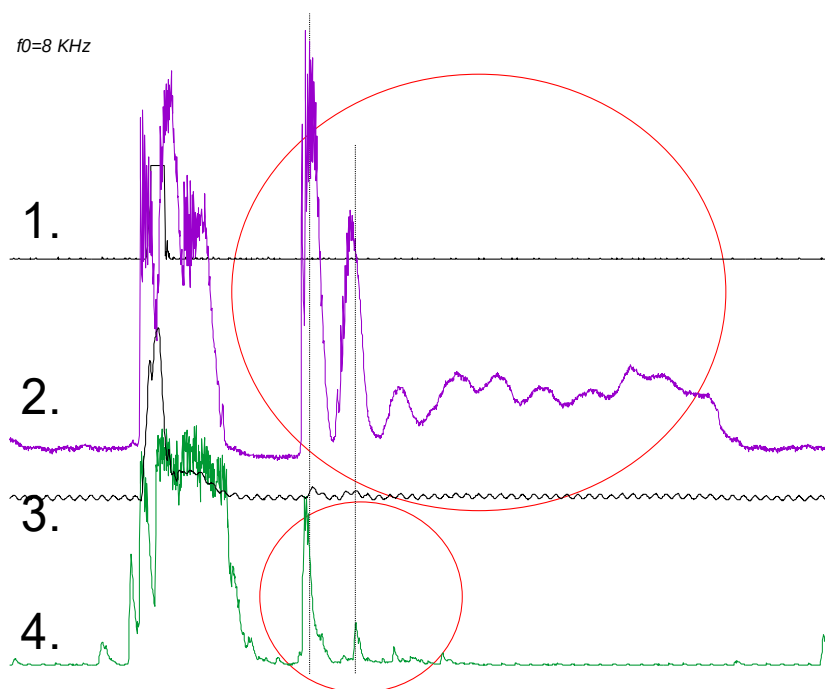


Рис. 2.11. Дефектація демпфера коливань палива в результаті відсічення:

- 1 - переміщення голки; 2 - тиск в відсічній порожнини ПНВТ; 3 - тиск палива в ПНВТ;
4 - вібродіаграма заглушки ПНВТ навпроти відсічного вікна.

З рисунку видно, що передній фронт першого віброімпульса збігається з початком зростання тиску і виникненням коливального процесу малої амплітуди в відсічній порожнини ПНВТ. Проте, початок наростання вібрації випереджає початок зростання тиску. Різке підвищення тиску пов'язане з відсіченням палива, коли порожнину низького

тиску з'єднується з порожниною високого тиску. На вібродіаграмі фаза 3 відповідає сигналу з максимальною амплітудою. Проте, початок другого віброімпульса відбувся раніше. Початок наростання сигналу віброімпульса відбувається у всіх випадках з випередженням на $1-1.5^\circ$ ПКВ для МОД, що відповідає приблизно 0.5 мс. Необхідно відзначити, що амплітуда вібрації різко наростає і плавно зменшується. Такий характер вібрації проявляється як на вібродіаграмах форсунки, так і на вібродіаграмах відсічення. Таким чином, можна зробити припущення про те, що передні фронти віброімпульсів, де швидкість наростання вібрації максимальна, визначаються, як максимум першої похідних по куту $^\circ$ ПКВ.

Необхідно відзначити той факт, що незважаючи на значну різницю амплітуд коливань тиску палива в відсічній порожнині в момент початку ходу плунжера і в момент відсічення палива, амплітуди віброімпульсів відсічення однакові. Цей ефект проявляється для вібрації, записаного на частоті 12 ± 0.5 кГц, що дозволяє точно ідентифікувати як кінець, так і початок подачі палива по ПНВТ. Так, якщо тиск палива на вході в ПНВТ забезпечується паливopідкачиваючими насосами на рівні $3-5 \text{ кг/см}^2$, то в результаті відсічення максимальна амплітуда коливань в системі низького тиску досягає близько 100 кг/см^2 .

Механізм виникнення коливань тиску в системі низького тиску в результаті відсічення палива широко висвітлений в роботах професора Івановського В.Г. [57]. Метою цієї роботи було рішення задачі ідентифікації факту виникнення коливань великої амплітуди в системі низького тиску, тобто дефектації демпфера відсічних коливань.

Центральна частота пропускання фільтра вібродатчика становила 12 ± 0.5 кГц. При різних циклових подачах виникають якісно схожі коливальні процеси в системі низького тиску, проте на вібродіаграмі відсічення це ніяк не проявляється. Це дає підставу зробити припущення, що при гідравлічному джерелі виникнення віброімпульсів їх максимальна амплітуди доводиться на частоту, меншу ніж 12 ± 0.5 кГц.

Для перевірки цього припущення було проведено експеримент, при якому центральна частота пропускання фільтра вібродатчика вибиралася рівною 12 ± 0.5 кГц,

10 ± 0.5 кГц і 8 ± 0.5 кГц. Вібродатчик встановлювався у всіх випадках на заглушку навпроти відсічного вікна. При $f_0 = 10 \pm 0.5$ кГц на вібродіграмі з'являється один вторичний імпульс, що співпадає по фазі з першим імпульсом тиску максимальної амплітуди. При $f_0 = 8 \pm 0.5$ кГц на вібродіграмі з'являється кілька імпульсів, амплітуда яких зменшується пропорційно згасаючим коливанням тиску в відсічній порожнині ПНВТ. Таким чином, зменшивши частоту пропускання фільтра вібродатчика, можна здійснити дефектацію демпфера відсічення системи низького тиску. При цьому передній фронт основного імпульсу буде спотворений і фази подачі палива визначити буде неможливо.

Розглянемо випадок, коли вібродатчик з основною частотою пропускання фільтра $f_0 = 8 \pm 0.5$ кГц встановлений додатково на торець форсунки. Можна відзначити, що передні фронти основних вібросигналів спотворені. На вібродіграмі відсічення виникає потужний вторинний імпульс, який сповіщає про початок коливального процесу в системі низького тиску після відсічення палива. Амплітуда виникаючих в відсічній порожнині віброакустичних коливань в момент відсічення настільки велика, що вторичний імпульс можна зафіксувати з торця форсунки. Цей цікавий ефект можна використовувати при індиціюванні дизеля в експлуатації, коли вібродатчик складно закріпити на заглушці навпроти відсічного вікна. Основний віброімпульс, що виникає на форсунці внаслідок удару голки об верхній і нижній упори, використовувати для визначення фаз впорскування палива в даному випадку не можна, так як на нього виробляється накладка додаткових сигналів.

Якісна картина впорскування з точною передачею фаз переміщення голки спостерігається при $f_0 = 12 \pm 0.5$ кГц. У зв'язку з цим виникає питання, як будуть відображені деякі характерні дефекти паливної апаратури при аналізі вібрації в цьому частотному діапазоні. Можна відзначити, що при зависанні голки у верхньому положенні відбувається сильне зменшення або повне зникнення другого імпульсу, що виникає при посадці голки при нормальному стані ПА. Крім того, в разі поломки пружини характерно виникнення дробового першого імпульсу. У будь-якому випадку, крім явного спотворення форми ві-

бродіаграми форсунки, відбувається істотна відносна зміна площі під діаграмою, що можна зафіксувати за допомогою чисельного аналізу. Цей факт можна використовувати для постановки попереднього діагнозу в системах комп'ютерного діагностування ПА суднових дизелів.

2.4 Метод визначення фази самозаймання палива у робочому циліндрі

Завдання визначення характеристик робочого процесу і, зокрема, процесів вприскування палива в паливній апаратурі високого тиску суднових дизелів в експлуатації вирішується в системах DEPAS [60]. Одночасно з використанням датчиків тиску газів і палива для отримання неvistачаючих фазових характеристик подачі палива і газорозподілу застосовується віброакустичний датчик VS-20. Діаграми тиску і вібродіаграми відображаються на одній осі (в залежності від кута повороту колінчастого валу), що дає можливість робити точний амплітудний і фазовий аналіз параметрів робочого процесу дизеля.

Робота вібродатчика VS-20 спільно з датчиком тиску газів PS-16 була докладно описана в [61]. В даному випадку розглядається варіант одночасного запису вібродіаграми подачі палива з діаграмами тиску палива в момент вприскування. На рис. 2.12 представлені діаграми процесу вприскування палива, записані системою DEPAS 4.0H на паливній апаратурі дизеля фірми MAN B&W 6S70MC. Геометричні і дійсні фази подачі палива визначаються за характерними точкам на діаграмах тиску палива (рис. 2.12, 1 і 2) і вібродіаграмах (рис. 2.12, 3 і 4). У початковий момент ходу плунжера паливо витісняється в відсічну порожнину ТНВД. У цей момент на діаграмі тиску в відсічній порожнині фіксується коливальний процес невеликої амплітуди (рис. 2.12, 2 точка А). Початок цього процесу збігається з початком руху плунжера і характеризує установку кулачкової шайби і стан її робочого профілю. Вібродатчик VS-20, встановлений на заглушку відсічної порожнини ПНВТ навпроти одного з відсічних вікон, записує перший імпульс (графік 3) - різке підвищення амплітуди вібрації.

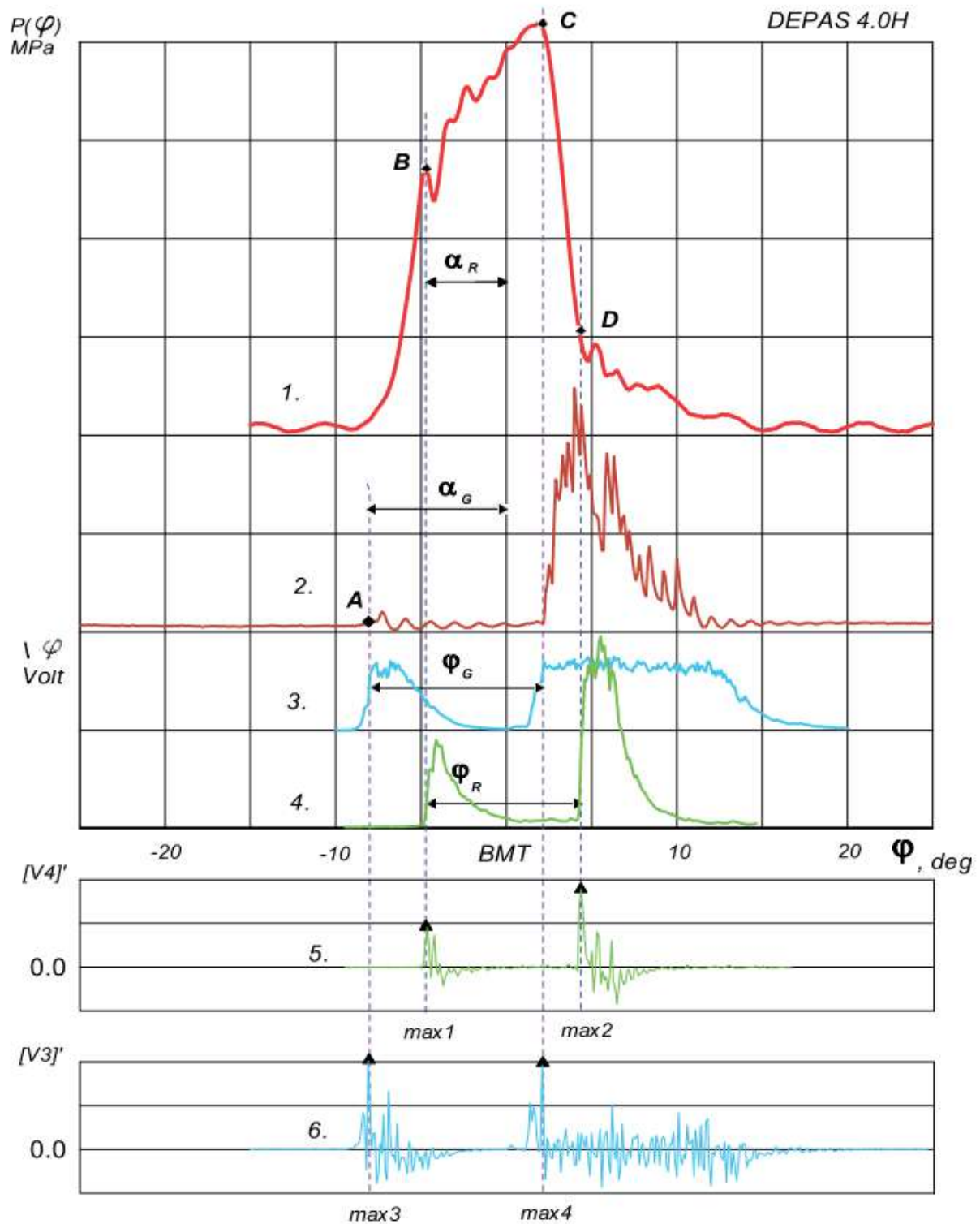


Рис. 2.12. Діаграми подачі палива в дизелях фірми MAN B&W 6S70MC
 (1, 2 - діаграми тиску в ПС високого і низького тиску; 3, 4 - вібродіаграми ПНВТ
 і форсунки; 5, 6 - діаграми швидкості наростання вібросигналів 4 і 3, відповідно)

Передній фронт першого віброімпульса, що характеризує початок руху плунжера і перекриття їм відсічного вікна, визначається в системах DEPAS як максимум швидкості наростання вібросигнала $\frac{dV}{d\varphi} = \max_3$ в заданій області визначення (графік 6, $\max_3$).

Подальший нагнітальний хід плунжера після перекриття відсічного вікна призводить до швидкого підвищення тиску перед форсункою до моменту підриву голки (графік 1, точка В), що характеризує дійсний кут випередження впорскування палива φ_{on}^D (α_R на рис. 2.12). З цього моменту починається безпосереднє впорскування палива в циліндр. Удар голки про верхній упор фіксується на вібродіаграмі, записаної датчиком VS-20 з торця форсунки (графік 4). Момент удару голки об верхній упор визначається також по максимуму швидкості наростання вібрації 1-го імпульсу (графік 5, $\max_1$).

В кінці активного ходу плунжера відбувається відсічення палива, так як кромкою плунжера відкривається відсічне вікно. Паливо під високим тиском перетікає з нагнітальної порожнини в відсічну порожнину, що призводить до різкого зростання тиску в ній (графік 2, точка С). У цей момент датчик VS-20 реєструє зростання амплітуди коливань заглушки навпроти відсічного вікна (графік 3). Момент відсічення (точка С, графік 1, $\max_4$) і момент посадки голки визначають закінчення впорскування палива (точка D, графік 1, $\max_2$). Геометричний φ_G і дійсний φ_R кути впорскування палива визначаються за отриманими значеннями кутів $\varphi_{\max 1..4}$ відповідно

$$\varphi_G = \varphi_{\max 4} - \varphi_{\max 3},$$

$$\varphi_R = \varphi_{\max 2} - \varphi_{\max 1}.$$

Дійсна тривалість впорскування:

$$\varphi_{inj} = \varphi_{MAX1} + \varphi_{MAX2}.$$

Геометрична тривалість впорскування палива ПНВТ (від початку ходу плунжера до відсічення):

$$\varphi^{\Gamma} = \varphi_{MAX3} + \varphi_{MAX4}.$$

Аналіз похибок визначення дійсних і геометричних фаз подачі палива було проведено для паливної апаратури дизелів ЧН 25/34, 6S70MC, 6G70ME і ДКРН-3. У всіх випадках для малооборотних, середньооборотних і високооборотних дизелів фазова похибка визначення кутів паливоподачі не перевищувала $0,5 \div 0,8 \%$ для дійсних кутів і $0,7 \div 1,2 \%$ для геометричних кутів.

Після визначення дійсних фаз подачі палива можна визначити період затримки самозаймання палива, як фазовий або часовий інтервал між повним підйомом голки форсунки (початком впорскування палива) і початком самозаймання палива (рис.2.13). На рис. 2.13 це відповідає фазам α і $\varphi P_c'$:

$$\varphi \tau_D = |\alpha - \varphi P_c'|, [^\circ \text{ ПКВ}] \quad (2.3)$$

Зв'язок між кутом ПКВ і часом затримки самозаймання:

$$\tau_D = \frac{\varphi \tau_D}{6 \times RPM}, [\text{мс}] \quad (2.4)$$

Загальний вигляд формули, для оцінки затримки самозаймання:

$$\tau_D = \frac{C}{p^n} \exp\left(\frac{E}{RT}\right), \quad (2.5)$$

де p, T - тиск і температура газів в циліндрі в момент упорскування палива;

E - енергія активації палива;

R - газова постійна;

C, n - емпіричні коефіцієнти.

Затримка самозаймання відбувається внаслідок наступних один за одним і пересічних фізичних і хімічних процесів:

- розпорошення і випаровування палива, змішування його з повітрям в камері стиснення;
- хімічна затримка, пов'язана з розвитком процесів.

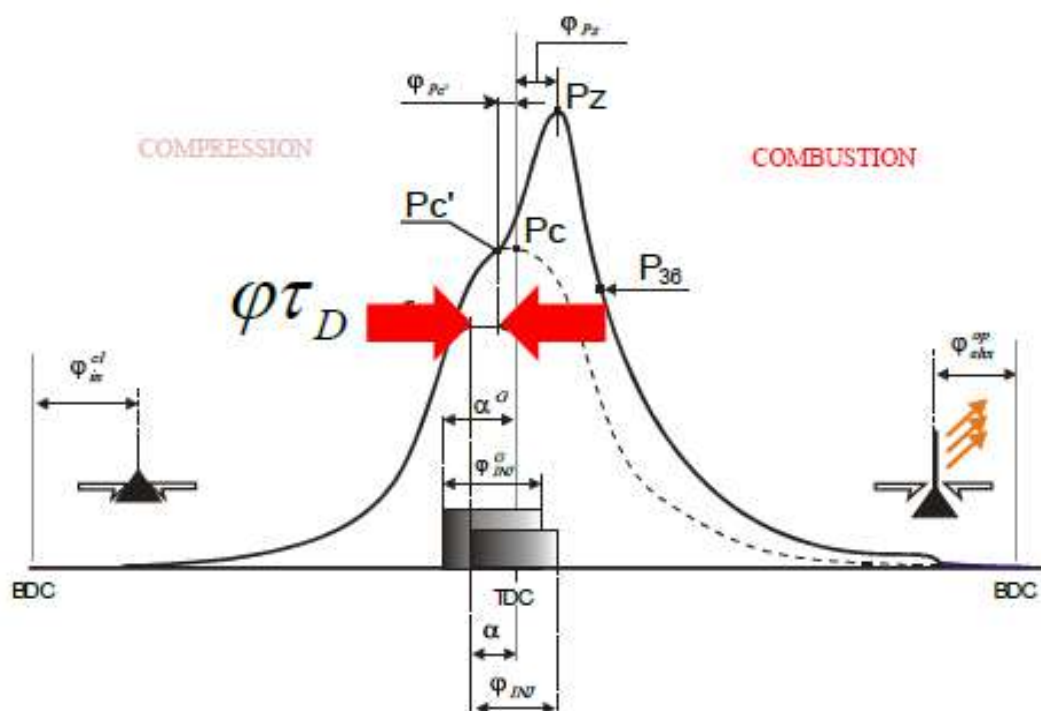


Рис. 2.13 – Затримка самозаймання палива

Похибка визначення фазової і тимчасової тривалості періоду затримки самозаймання складається з суми похибок визначення φ_{OP} і $\varphi_{Pc'}$. В середньому для всіх випробуваних МОД похибка τ_D не перевищувала 1.5% і для СОД 2%. Найбільший вплив на похибку τ_D надає точність запису кривої тиску газів в робочому циліндрі. Так, наприклад, ефект дроселювання тиску в каналі індикаторного крана може згладити діаграму в момент початку зростання тиску при самозайманні палива і відповідно внести істотну погіршеність у визначення кута $\varphi_{Pc'}$.

Точність фаз подачі палива залежить від вибору місця установки вібрдатчика і не залежить від якості запису робочого процесу. У разі спотворення робочих діаграм по причині різних дефектів паливної апаратури похибка розрахунків може значно зрости. Однак факт наявності несправності в роботі ПА буде зафіксований до початку розрахунків і, таким чином, буде вирішена задача діагностики і дефектації відповідного механізму.

Для підвищення якості згоряння палива, збільшення економічності робочого циклу і зменшення динамічних навантажень на кривошипно-шатунний механізм і підшипники необхідно зменшувати затримку самозаймання. Основні заходи, спрямовані на зменшення затримки самозаймання:

- підвищення тиску впорскування палива і поліпшення якості сумішоутворення;
- уприскування в циліндр попередньої невеликої порції палива, для створення вогнища горіння перед уприскуванням основної порції палива.

2.5 Метод визначення частоти обертання колінчастого валу двигуна

Як було зазначено раніше, індикаторні діаграми записані в пам'ять комп'ютера у вигляді тимчасових реалізацій через дискретні часові інтервали Δx . Припустимо, що ми обмежені обсягом буфера даних і один запис може мати не більше $j=M$ точок, які описують N робочих циклів (рис.2.14). Задамося мінімально необхідною кількістю максимумів робочих циклів P_{max} , необхідним для оцінки основних параметрів робочого процесу $N_{min} = 3$. В цьому випадку, принаймні, один робочий цикл (від НМТ до НМТ) і 2 ділянки стиснення будуть представлені в записи повністю.

Відомо, що тиск на ділянках стискування від p_a до p'_c підкоряється закону $p = p_a \varepsilon^{n1}$, тобто є гладкою монотонною зростаючою функцією, оскільки до p'_c ще немає згоряння палива. Таким чином, незалежно від якості протікання робочого процесу і циклової нерівномірності, ці ділянки для декількох сусідніх циклів будуть майже однаковими для одного циліндра на сталому режимі роботи двигуна.

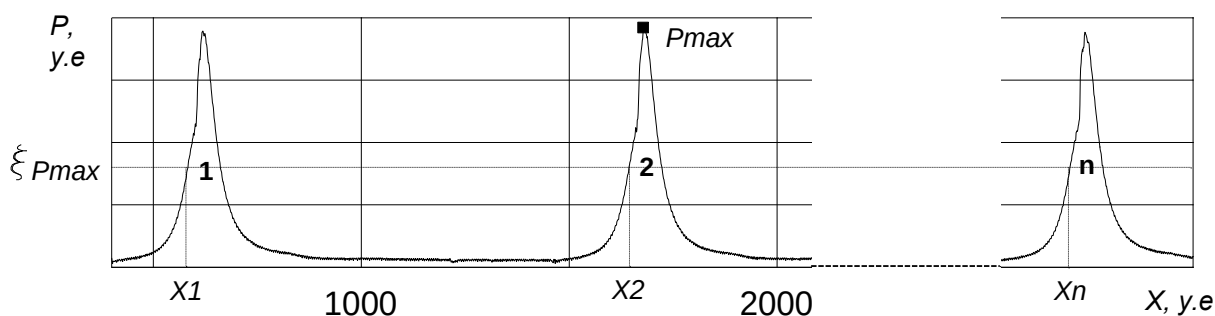


Рис. 2.14 – До питання визначення частоти обертання двигуна.

Цей факт, тут і згодом, буде багато раз використовуватися для того, щоб визначити точку відліку на діаграмі, записаної у вигляді тимчасового ряду. Задамо рівень $h = 0.5P_c$, який забезпечує надійне проходження через середину ділянки стиснення. Визначимо значення множника ξ , за якого $\xi p_{\max}$ буде дорівнює тиску на середині ділянки стиснення:

$$\xi = 1 / (2\lambda) . \quad (2.6)$$

Так, для двигунів з низьким ступенем підвищення тиску ($1.1 \div 1.2$), наприклад, VASA R32, Low Nox, величину ξ потрібно вибирати з діапазону $0.4 \div 0.46$, а для двигунів з високим $\lambda = 2 \div 2.5$, наприклад, PIELSTICK $\xi = 0.25 \div 0.2$. На кожній діаграмі на ділянці стиснення вибирається x_i так що $f(x_i) = P(x_i) = \xi p_{\max}, i \geq 2$. Тоді час одного робочого циклу в секундах можна підрахувати за формулою $t_{P,Ц} = (x_{i+1} - x_i) / v_{\text{АЦП}}$. Якщо в реалізації присутні n циклів, як показано на рис.2.15, той час робочого циклу $t_{P,Ц} = (x_n - x_0) / (n-1)v_{\text{АЦП}}$. Таким чином, частота обертання двигуна в хвилину дорівнює:

$$n = \frac{60}{t_{P,Ц}}, \text{ об/хв} . \quad (2.7)$$

Необхідно відзначити, що дана методика визначення частоти обертання валу двигуна за періодом між робочими циклами не вимагає установки фазового датчика на маховику.

Висновки по другому розділу

1. Складання і використання технологічної карти наукових досліджень допомагає структурувати наукову діяльність і упорядкувати дії за рішенням поставленого завдання.

2. Визначення фази початку згоряння в робочому циліндрі можливо за допомогою розрахунку координат максимумів похідних.

3. Для «гладких» без шумів вихідних даних зі збільшенням порядку похідної точність визначення фази початку згоряння збільшується.

4. Під час моніторингу реального робочого процесу, з урахуванням шумів перетворення і дискретизації, застосування похідної вище 2-го порядку недоцільно, оскільки зі збільшенням порядку зменшення відносної похибки незначно. Крім того, при чисельному диференціюванні для похідних старших порядків істотно зростає вплив шумів.

5. Тиск в кінці стиснення P_c в робочому циліндрі може бути визначено за допомогою математичної моделі, що особливо актуально в разі раннього кута випередження згоряння. Похибка визначення P_c залежить від точності поділу процесів стиснення і згорання (визначення фази P_c '), і в загальному випадку для $\Delta\varphi_{\text{ВМТ}} = 0,5^\circ$ ПКВ не перевищує 2%.

6. При визначенні параметрів подачі палива в експлуатації, ефективний метод неруйнівного контролю є метод віброакустичних коливань ПА високого тиску. Похибка визначення окремих фаз подачі палива (кінця перекриття плунжером ПНВТ відсічного вікна при ході вгору, виходу голки на верхній упор, початку відсічення палива і посадки голки) за допомогою аналізу других похідних вібросигналів, не перевищує кроку дискретизації.

7. Після визначення дійсних фаз подачі палива можна визначити період затримки самозаймання палива, як фазовий або часовий інтервал між повним підйомом голки форсунки (початком впорскування палива) і початком самозаймання палива.

8. Визначення частоти обертання валу двигуна можливе за періодом між робочими циклами, ділянки яких для декількох сусідніх циклів будуть майже однаковими для одного циліндра на сталому режимі роботи двигуна, незалежно від якості протікання робочого процесу і циклової нерівномірності.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ СЕРЕДНЬОГО ІНДИКАТОРНОГО ТИСКУ І ІНДИКАТОРНОЇ ПОТУЖНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

3.1 Аналіз існуючих методів визначення енергетичних показників СЕУ

Одним з основних умов правильної експлуатації головних двигунів є регулярний теплотехнічний контроль і діагностування технічного стану найважливіших вузлів дизеля.

Характеристики, що знімаються на судні при ходових здавальних випробуваннях, суттєво доповнюють паспортні дані і є основними звітними документами, які показують не тільки зміни енерго-економічних показників, а й стан регулювання дизеля і обслуговуючих його систем. Зіставлення цих характеристик з експлуатаційними допомагає орієнтуватися у виборі режиму роботи і оцінювати технічний стан в цілому.

Щоб показати зв'язок параметрів на різних експлуатаційних режимах СДВЗ найбільш часто застосовують швидкісні і навантажувальні характеристики. Якщо за незалежну змінну приймається частота обертання, то маємо сукупність швидкісних режимів, і характеристика називається швидкісною. Швидкісні характеристики поділяють на зовнішні, гвинтові і обмежувальні. Якщо за незалежну змінну приймається навантаження, а частота обертання залишається постійною, то маємо сукупність навантажувальних режимів, і характеристика називається навантажувальною.

Швидкісні і навантажувальні характеристики визначають різноманіття завантаження експлуатаційних режимів роботи дизелів. Найбільш повно вони відтворюються на стенді і на судні при випробуваннях і здаванні дизелів. Прикладом таких характеристик є гвинтові характеристики головних дизелів і навантажувальні характеристики допоміжних, що знімаються на стенді заводу і на судні при ходових здавальних випробуваннях [62].

Показниками які характеризують роботу СДУ є: частота обертання валу двигуна, потужність двигуна, витрата палива, температура випускних газів, параметри робочого процесу двигуна.

Сукупність експлуатаційно - технічних показників визначають режим роботи СДВЗ. Таким чином, під режимом роботи СДВЗ можна розуміти умови його експлуатації, що характеризуються комплексом техніко-експлуатаційних показників [65].

Щоб зрозуміти зв'язок експлуатаційних параметрів СДВЗ важливо вивчати закономірності їх змін на різних установочних режимах. Під установочним режимом розуміють режим при якому значення робочих параметрів дещо відхиляються від їх середнього значення.

Перехід від одного сталого режиму до іншого (перехідний процес) супроводжується зміною показників дизеля за часом. Він може відбуватися внаслідок змін зовнішнього навантаження або шляхом змін подачі палива відповідно до режиму роботи судна. Сукупність однойменних, установочних режимів, називається характеристикою дизеля.

При експлуатації СДУ відбувається поступове зниження потужності і підвищення теплової напруженості одночасно з підвищенням витрати палива, що пов'язано з накопиченням дефектів паливної апаратури, механізму газорозподілу і циліндро-поршневої групи [63-64,66-69], що важко виявляються. Це відбувається через неприйняття своєчасних заходів по відновленню працездатності основних вузлів двигуна, що в свою чергу є наслідком відсутності детальної інформації про експлуатаційні параметри.

Для попередження відмов СДУ потрібно проводити регулярний теплотехнічний контроль і діагностування технічного стану найважливіших вузлів дизеля, що дозволить своєчасно виявити і усунути несправності в роботі. Розробка методів оперативного контролю ефективних параметрів судових дизельних установок в експлуатації дасть можливість встановити найбільш вигідні режими роботи СДУ, а також вибрати шляхи поліпшення її техніко-економічних показників.

Одним з основних енергетичних показників головних двигунів є ефективна потужність. Точне визначення значення ефективної потужності в експлуатації необхідно для правильного вибору тривалого режиму роботи, для нормування витрати палива і мастила, а також для оцінки технічного стану двигуна і його залишкового ресурсу, що впливає на безпеку плавання суден.

Експлуатаційна оцінка режимів роботи дизеля, перш за все, дається за енергетичними показниками, а саме ефективними показниками (N_e, p_e) і індикаторними (N_i, p_i).

Потужність, що розвивається газами - продуктами згоряння палива в робочому циліндрі, називають індикаторною N_i . Потужність, що отримується на фланці колінчастого валу, тобто що віддається валопроводу або іншому споживачу енергії на даному режимі роботи, називають ефективною N_e .

Визначення середнього індикаторного тиску, як однієї з ключових характеристик потужності робочого циліндру, проводиться за фактичною індикаторною діаграмою, як питома робота циклу методом прирощених обсягів:

$$p_i = \frac{1}{V_s} \sum_{i=1}^m \bar{p}_i \Delta V_i, \quad (3.1)$$

де $\bar{p}_i$, ΔV_i - середній тиск в циліндрі і збільшення обсягу на i -й ділянці діаграми.

Індикаторна потужність, що отримується в окремих циліндрах двигуна в результаті згоряння палива, передається на колінчастий вал через поршень і кривошипно-шатунний механізм. Потужність N_i визначають за формулами [67]:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{165 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (3.2)$$

де p_i – середній індикаторний тиск, кгс/см ;

V_s – робочий об'єм одного циліндру, л;

i – число циліндрів;

τ – коефіцієнт тактності;

n – частота обертання колінчастого валу, об/хв.

Середній індикаторний тиск є найважливішим показником робочого процесу в циліндрі, який визначає ступінь теплової напруженості дизеля.

Індикаторна потужність являє собою ту внутрішню потужність дизеля, яка утворюється в результаті згоряння палива. Тому її можна виразити через часову витрату палива G_m і індикаторний ККД η_i . Індикаторний ККД показує ступінь досконалості перетворення теплоти, що виділяється паливом при згорянні, в роботу:

$$Ni = \frac{Q_H}{860} \cdot \eta_i \cdot G_m, \quad (3.3)$$

де Q_H — нижча теплотворна здатність палива, ккал/кг.

Ефективність процесів, що протікають в циліндрах дизеля, ще не характеризує остаточний результат перетворення теплоти в корисну роботу. Важливу роль в цьому випадку грають витрати енергії, зумовлені необхідністю [70, 71]:

- подолання сил тертя відносно рухомих поверхонь, навантажених силами інерції і тиску газів;
- здійснення насосних ходів в чотиритактному двигуні;
- приводу допоміжних механізмів, що забезпечують як протікання робочого процесу в циліндрах, так і створюють умови нормального функціонування дизеля в цілому;
- подолання сил, пов'язаних з перетіканням газів в картер при русі поршнів і аеродинамічним опором маховика, що обертається, колінчастого валу з шатунами і інших деталей.

Таким чином, ефективна потужність враховує теплові і механічні втрати в двигуні:

$$Ne = Ni - N_m \quad (3.4)$$

Відмінності ефективних і індикаторних енергетичних показників обумовлені внутрішніми опорами двигуна (втрати на тертя, привід навішаних механізмів, газообмін). Зв'язок між ними встановлюється через механічний ККД η_m дизеля:

$$Ne = Ni \cdot \eta_m; \quad (3.5)$$

$$Me = Mi \cdot \eta_m; \quad (3.6)$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_m; \quad (3.7)$$

Ефективну потужність на фланці дизеля можна визначити як:

$$Ne = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{165 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (3.8)$$

де p_e - середній ефективний тиск, МПа.

Формула (3.8) показує, що потужність пропорційна робочому об'єму циліндрів дизеля. Перетворивши формулу шляхом підстановки значення робочого об'єму циліндрів і заміни частоти обертання середньою швидкістю поршня можна отримати наступну залежність (для чотиритактних дизелів):

$$Ne = 19,25 \cdot D^2 \cdot i \cdot c_m \cdot p_e, \quad (3.9)$$

Формула (3.9) показує, що потужність залежить від діаметра поршня в квадраті, числа циліндрів, середнього ефективного тиску і швидкості поршня.

Виходячи з усього, можна зробити висновок, що від точності визначення головного параметру робочого процесу – індикаторного тиску залежить подальший розрахунок показників і оцінки реального технічного стану СЕУ.

3.1.1 Методика визначення параметрів робочого процесу і подачі палива в режимі індиціювання

До недавнього часу єдиним способом отримання індикаторних діаграм і розрахунку окремих параметрів робочого процесу дизеля було використання індикатора типу «майгак» з механічним приводом. Крім того, що розрахунок потужності шляхом оцінки площі діаграми не виключає помилок і досить копіткий. Багато двигуни (СОД і ВОД) взагалі не оснащені індикаторним приводом. Для таких двигунів єдиним діагностичним параметром є максимальний тиск згоряння в циліндрі яке визначається "максиметром" або записується "майгаком", у вигляді так званих «гребінок». Відомо, що рівномірний розподіл потужності по циліндрах дизеля і вирівнювання «гребінок» це не одне і те ж. Провести якісний розподіл потужності і отримати найбільш повну оцінку технічного стану двигуна можна за допомогою комп'ютерної діагностичної системи.

Відкритим для дискусії залишається питання про переваги різного типу індиціювання. З одного боку безперервне одночасне індиціювання всіх циліндрів двигуна є теоретично правильним. Аргументами тому служить навантаження, що постійно змінюється на головний двигун внаслідок хвилювання, вітру і маневрів судна, а при індиціюванні допоміжних двигунів - зміна навантаження електростанції при автоматичному включенні різних споживачів. Одночасне індиціювання всіх циліндрів дозволяє отримати найбільш повну та достовірну картину технічного стану двигуна на будь-яких експлуатаційних режимах, проводити аналіз якості робочого процесу на маневрах і навіть в момент пуску дизеля. З іншого боку такий підхід вимагає по-перше, постійної установки датчиків тиску на індикаторних кранах, що підвищує ймовірність виходу їх з ладу; по-друге, датчики потрібно періодично знімати для продувки циліндрів; по-третє, характеристики датчиків, як показує практичний досвід, можуть змінюватися внаслідок тривалого впливу високих температур, що призведе до спотворення реальної картини розподілу потужності по циліндрах. Крім того велика кількість датчиків значно здорожує систему.

Напевно з цього на практиці часто застосовується схема періодичного індиціювання одним датчиком. В цьому випадку процес незначно розтягується в часі. Для індиціювання вибирають умови номінального навантаження наближені до стаціонарних. Датчик переноситься з циліндра на циліндр, послідовно записуються робочі процеси і розраховуються основні параметри. Після закінчення індиціювання механік отримує загальну картину технічного стану дизеля. Основним і мабуть єдиним недоліком такого методу індиціювання є те, що в дійсності складно витримати стаціонарні умови навантаження навіть за малий проміжок часу проходження всіх циліндрів. Однак такий підхід виключає всі перераховані вище недоліки безперервного індиціювання.

Таким чином, якщо під час індиціювання дизеля витримати постійне (наскільки це можливо) номінальне навантаження, наприклад: індиціювання головних двигунів проводити при переході судна на рівній ділянці при хвилюванні не вище

2-х балів, то періодичне індиціювання одним датчиком дасть досить реальну картину технічного стану двигуна. Крім того, такий метод є єдино прийнятним для переносних систем діагностики.

Недостатність поширення стаціонарних систем пов'язана в першу чергу з їх високою вартістю. Використання переносних систем в основному є прерогативою технічних суперінтендантів. Технічному персоналу часто надаються дані одноразового виміру параметрів. На профілактичні роботи за результатами моніторингу робочого процесу потрібен певний час, і повторний контроль часто не проводиться. У той же час практикою доведено, що максимальна ефективність роботи СЕУ досягається при періодичному моніторингу параметрів робочого процесу і своєчасному прийнятті необхідних заходів для його коригування. Це підтверджує актуальність експлуатаційної параметричної діагностики.

Ефективна і безаварійна експлуатація СДВЗ можлива за умови періодичного контролю основних параметрів робочого процесу, подачі палива і газорозподілу. Всі сучасні двигуни середньої і високої потужності обладнані індикаторними кранами, що дозволяє застосовувати спеціальні неохолоджувані датчики для запису тиску газів в циліндрах. Серед найбільш відомих можна виділити: тензометричні датчики GT-20 (20A, 21) норвезької фірми Autronica; п'єзокварцові датчики Kistler; оптичні датчики Optrand; ємнісні датчики PS-16 DEPAS. Основною відмінною властивістю таких датчиків є широкий діапазон робочих температур: від температури в машинному відділенні до температури 400 °C. Типовий робочий діапазон вимірюваних тисків - до 200-250 бар.

Для аналізу процесу впорскування палива застосовують датчики тиску, розраховані на роботу при високих імпульсних навантаженнях з максимальними тиском до 2000-3000 бар. Робочий температурний діапазон датчиків тиску палива помірний - до 150 ° C. Датчики встановлюються в систему високого тиску через спеціальні клапани, розраховані на імпульсні тиску до 2000-3500 бар.

"Максиметри", які широко використовуються на судах, визначають тільки

пікові значення тисків по циліндрах P_z або тиск в кінці стиснення P_c при відключеній подачі палива. Однак крім P_z і P_c існує цілий ряд інших параметрів, моніторинг яких під час експлуатації дає можливість здійснювати більш якісний контроль робочого процесу дизеля і виконувати точне регулювання окремих вузлів. Так, наприклад, контроль середнього індикаторного тиску P_i дозволяє визначити перевантаження окремих циліндрів і рівномірно розподілити потужність по всіх циліндрах дизеля. Контроль максимальної швидкості підвищення тиску при згорянні палива (жорсткості $\Delta P / \Delta \varphi$) дозволяє обмежити ударні навантаження на підшипники окремих циліндрів і виявляти недоліки в роботі паливної апаратури (ПА).

За допомогою контролю геометричних і дійсних фаз подачі палива виконується комплексна оцінка технічного стану паливної апаратури. Контроль фаз газорозподілу під час роботи дизеля дозволяє оперативно оцінити технічний стан газорозподільного механізму і підтримувати паспортні значення кутів закриття і відкриття клапанів. Крім перерахованих вище, існує ще цілий ряд параметрів робочого процесу, моніторинг яких під час експлуатації в значній мірі допоможе обслуговуючому персоналу підтримувати нормальний технічний стан дизеля.

По індикаторній діаграмі $p(\varphi)$ визначається основний параметр, що характеризує циліндрову потужність - середній індикаторний тиск p_i . Після визначення основних величин тисків і кутів: максимального тиску згорання і відповідного кута ПКВ (p_z, φ_{pz}), максимального тиску стиснення p_c , тиску і кута початку самозаймання палива p'_c, φ_{pc} і ін. - можлива точна оцінка таких похідних параметрів, як максимальна швидкість наростання тиску при згорянні палива v_m , ступінь підвищення тиску λ , а також кут або період затримки запалення палива, рахуючи від моменту підйому голки до початку підвищення тиску при згорянні (від $\varphi_{оп}$ кута до φ_{pc}).

В даний час на флоті застосовуються як стаціонарні, так і переносні системи комп'ютерної діагностики СДВЗ, що реалізують метод «розділеного моніторингу».

У переносних системах відсутні стаціонарні кабельні траси, центральний блок системи працює під управлінням контролера з аналоговою периферією. У системах передбачена передача даних індиціювання на персональний комп'ютер, де проводиться розрахунок і аналіз робочого процесу. Істотно (в порівнянні зі стаціонарними системами) знижена вартість переносних систем, що сприяє їх більшому поширенню на суднах морського флоту. У стаціонарних системах використовується апаратна синхронізація даних, яка використовує фазові датчики, встановлені на маховику двигуна.

У переносних системах використовується як апаратна, так і програмна синхронізація даних. Програмна синхронізація дозволяє не використовувати датчики на маховику і отримувати дані безпосередньо під час експлуатації дизеля.

Параметри робочого процесу СДВЗ характеризують технічний стан ЦПГ, паливної апаратури та механізму газорозподілу. Їх поточний контроль дозволяє домогтися якісного регулювання двигуна і рівномірного розподілу потужностей по циліндрах. Використання систем комп'ютерної діагностики робочого процесу судових дизелів направлено на підвищення їх економічності, збільшення ресурсних характеристик і продовження міжремонтного періоду їх експлуатації. Техніко-економічна ефективність застосування систем комп'ютерної діагностики робочого процесу судових дизелів повинна бути підтверджена:

- зниженням витрат на технічне обслуговування;
- зниженням витрат на ремонт за рахунок виявлення потенційних відмов на ранній стадії їх виникнення;
- скороченням витрати палива шляхом своєчасного виявлення і усунення дефектів і порушень в налаштуванні паливної апаратури.

3.2 Метод розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності

Середній індикаторний тиск в робочому циліндрі визначимо методом збільшення обсягів по кривій $p = f(\varphi)$. За визначенням, середній індикаторний тиск являє собою питому роботу циклу, тобто роботу циклу, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра $p_i = L / V_s$. Різниця роботи, отриманої на такті розширення і витраченої на такті стиснення, і буде корисною роботою циклу дизеля. Розіб'ємо індикаторну діаграму $p = f(\varphi)$ на безліч елементарних ділянок Δl . У цьому випадку робота циклу буде дорівнювати сумі робіт на кожній ділянці, а середній індикаторний тиск дорівнюватиме:

$$p_i = \frac{\sum \Delta l}{V_s}. \quad (3.10)$$

Робочий об'єм циліндра обчислюємо за формулою:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (3.11)$$

де S - хід поршня [м];

D – діаметр циліндру.

Робота вироблена на кожному елементарній ділянці, дорівнює (Рис.3.1):

$$\Delta l_j = p_k \Delta V_{sk}, \quad (3.12)$$

де $p_k = (p_j + p_{j+1}) / 2$ – середній тиск ділянки, якщо розглядати його межі $-j$ і $j+1$;

$V_{sk} = V_{j+1} - V_j$ – приріст обсягу на ділянці від j до $j+1$.

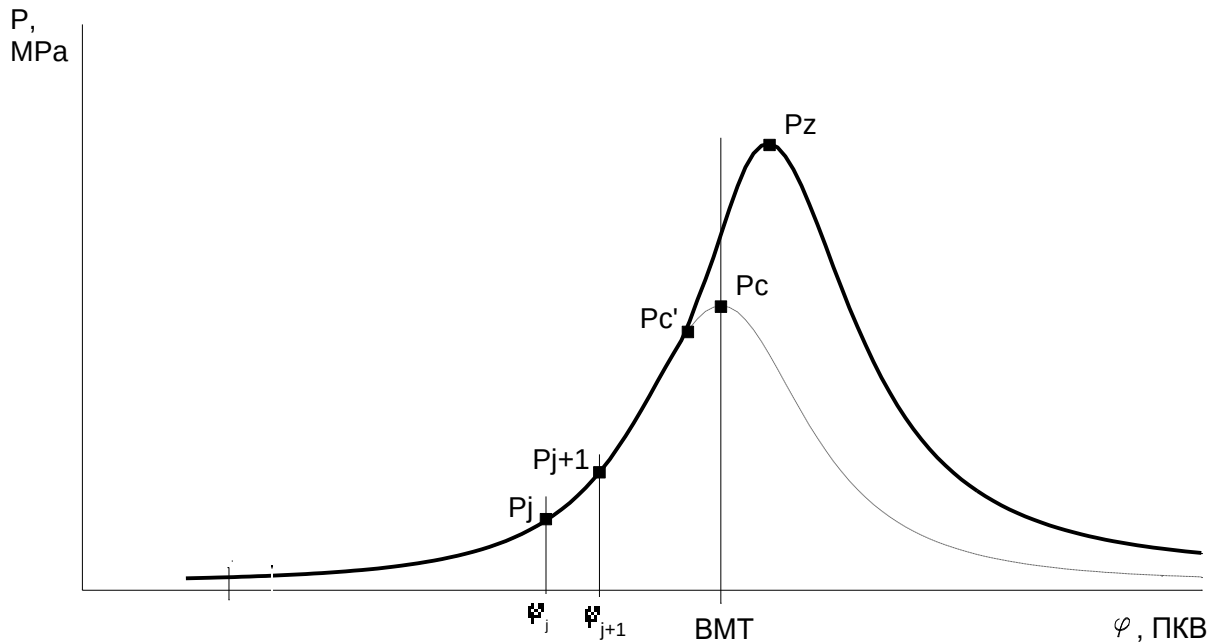


Рис.3.1. До питання визначення середнього індикаторного тиску методом прирошення обсягів

Таким чином, можна записати вираз для середнього індикаторного тиску робочого циклу у вигляді:

$$p_i = \frac{1}{V_s} \sum_{j=1}^m \frac{p_{j+1} + p_j}{2} (V_{j+1} - V_j), \quad (3.13)$$

де m – кількість ділянок розбиття індикаторної діаграми.

Для кожного кута повороту φ колінчастого валу поточний обсяг циліндра записується у вигляді виразу:

$$V_{\Pi} = V_c + 0.5V_s \left[1 + \frac{1}{\lambda_{\Pi}} - \cos \varphi - \frac{1}{\lambda_{\Pi}} \sqrt{1 - (\lambda_{\Pi} \sin \varphi)^2} \right],$$

де V_c – обсяг камери стиснення,

$\lambda_{\Pi} = S / 2L_{\Pi}$ – відношення радіуса мотилі колінчастого валу до довжини шатуну між осями його підшипників.

Обсяг камери стиснення можна визначити, знаючи фактичну ступінь стиснення ε за формулою $V_c = V_s / (\varepsilon - 1)$.

Для більш точнішого визначення середнього індикаторного тиску пропонується визначати середній тиск на ділянці як площа елементарної ділянки, поділена на його основу:

$$\bar{p} = S_j / (\varphi_{j+1} - \varphi_j). \quad (3.14)$$

Таким чином, вираз для середнього індикаторного тиску робочого циклу можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{1}{V_S} \sum_{j=1}^m \bar{p} (V_{j+1} - V_j), \\ p_i &= \frac{1}{V_S} \sum_{j=1}^m \frac{S_j}{\varphi_{j+1} - \varphi_j} (V_{j+1} - V_j), \end{aligned} \quad (3.15)$$

де S_j – площа елементарної ділянки.

Площа елементарної ділянки може визначатися за допомогою формули Сімпсона:

$$\int_a^b f(x) dx \approx \int_a^b p_2(x) dx = \frac{b-a}{6} \left(f(a) + 4f\left(\frac{a+b}{2}\right) + f(b) \right) \quad (3.16)$$

де $p_2(x)$ – поліном другого порядку, апроксимуючий криву тиску на елементарній ділянці $f(x)$;

a, b – границі елементарної ділянки (у загальному випадку $a = \varphi_j, b = \varphi_{j+1}$);

$f(a), f(b)$ – значення тисків на кордонах елементарної ділянки.

Суть методу Сімпсона полягає в наближенні підінтегральної функції на відрізьку $[a, b]$ інтерполяційним многочленом другого ступеня $p_2(x)$, тобто наближення графіка функції на відрізьку параболою. Сутністю методу є апроксимація функції $f(x)$ (синій графік) квадратичним поліномом $P(x)$ (червоний).

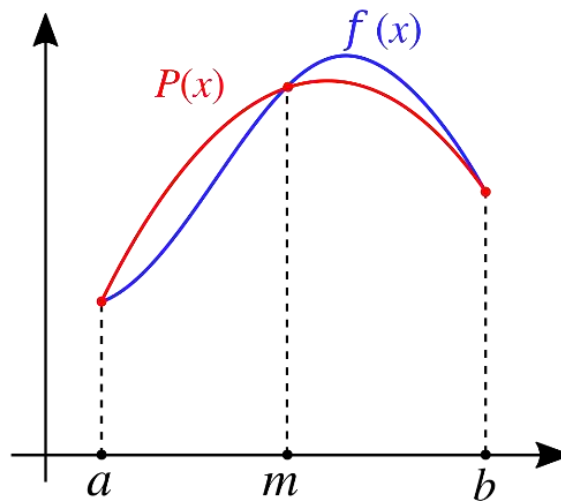


Рис.3.2. До питання визначення площі елементарної ділянки
методом Сімпсона

Можлива також модифікація формули Сімпсона, в якій поліном другого ступеня замінений на рівняння політропи стиснення $P_c = P_a * \varepsilon^{n_1}$, з попередньо заданими величинами тиску початку стиснення P_a і коефіцієнта політропи стиснення n_1 . В якості значення тиску в кінці стиснення приймаємо його наближене значення – тиск на початку займання палива, визначене раніше при розрахунку фази початку згоряння в робочому циліндрі $\varphi P'_c$.

$$P_{comp} = P_{comp} \approx P'_c.$$

На відміну від традиційного методу, в якому середній тиск на елементарній ділянці визначався як середнє арифметичне тисків на границі ділянки $\bar{p} = \frac{p_{j+1} + p_j}{2}$, запропонований метод знижує остаточну похибку розрахунку до величини менш 2,5 % для випадків, коли частота дискретизації при записі діаграм робочого процесу більше 1°ПКВ. Така ситуація може бути актуальна для високооборотних транспортних дизелів.

Метод розрахунку індикаторної потужності базується на використанні модифікованих розрахунків середнього індикаторного тиску і частоти обертання колінчастого валу. Визначення індикаторної потужності дизеля можна записати за формулою:

$$N_i = c_1 D^2 S n p_i , \quad (3.17)$$

де n – частота обертання КВ дизеля, визначена за вдосконаленим методом, мин^{-1} ;

i – число циліндрів;

c_1 – коефіцієнт, що враховує такність дизеля і розмірності вхідних величин для приведення результату до системи СИ ($c_1 = 6,55$ для 4-тактних дизелів; $c_1 = 13,1$ для 2-тактних дизелів).

3.3 Визначення індикаторних параметрів дизеля в експлуатації

Максимальна ефективність роботи СЕУ досягається при періодичному контролі параметрів робочого процесу і своєчасному прийнятті необхідних заходів для його коригування. Це підтверджує актуальність експлуатаційної параметричної діагностики. Саме для таких цілей була розроблена система DEPAS D4.0H з функцією розділеного моніторингу.

Система розроблена на кафедрі СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету. Алгоритми, розроблені в дисертаційному дослідженні, були використані при оновленні програмного забезпечення системи моніторингу DEPAS D4.0H, і широко застосовується на морських судах, в системі дизельних депо «Укрзалізниці» і на берегових дизельних електростанціях.

Модуль реального часу системи D4.0H включає в себе вимірювальні перетворювачі і нормалізатори сигналів від датчика тиску газів в циліндрі PS-16 і вібродатчика VS -20.

В системах D4.0H використовується метод віброакустичного аналізу, що дозволяє визначати фази газорозподілу і подачі палива та здійснювати оцінку технічного стану механізму газорозподілу і подачі палива за формою вібродіаграм, на відміну від більшості сучасних комп'ютерних систем моніторингу СДВЗ, які не визначають параметри роботи механізму газорозподілу і подачі палива під час роботи двигуна.

Модуль системи D4.0H призначений для запису даних робочого процесу і попереднього розрахунку 3-х ключових параметрів:

- $P_z (P_{max})$ – максимальний тиск згоряння і його середнє, мінімальне і максимальне значення за декілька робочих циклів;
- RPM – частота обертання колінчастого валу дизеля;
- P_t – середній тиск в циліндрі.

Тактність двигуна, визначається автоматично і це дозволяє проводити індиціювання без налаштування на тип дизеля. Дані індиціювання окремих циліндрів зберігаються в енергонезалежній пам'яті модуля D4.0H, потім передаються в комп'ютер по RS-232 інтерфейсу.

Вібродатчик VS-20 стандартно включений до складу системи DEPAS. Датчик має магнітну основу і міцно фіксується в місцях контактів. Визначення зазначених параметрів відбувається у відсутності безпосереднього впровадження в паливну апаратуру високого тиску і спеціальних кріплень до МГР. Наприклад для більшості СОД відстань між клапанами і форсункою невелике, що дозволяє записувати вібродіаграми з однієї контрольної точки (наприклад торець форсунки) і визначати одночасно дійсні параметри подачі палива і газорозподілу.

Для визначення BMT, HMT в системах D4.0H використовується програмна синхронізація даних, яка робиться розрахунковим шляхом за допомогою PLS-алгоритму "безфазової синхронізації". Використання програмної синхронізації даних дозволило проводити моніторинг робочого процесу без установки синхронізуючих датчиків на маховику двигуна. Це робить систему D4.0H універсальною до використання на будь-якому двигуні без його попередньої підготовки.

Численні випробування систем DEPAS D4.0H показали високу точність синхронізації при використанні PLS-алгоритму, яка співрозмірна з точністю апаратної синхронізації сучасних систем моніторингу. Абсолютна фазова похибка визначення BMT і HMT не перевищує 0.5° ПКВ. Програмна синхронізація проводить розрахунок наступних параметрів (рис. 3.3):

По закінченню індиціювання подається звіт по робочому процесу в кожному циліндрі і зведений звіт по двигуну.

Висновки по третьому розділу

1. Сучасні системи розділеного моніторингу, розроблені в останні роки, широко використовуються на суднах морського флоту завдяки відносно невисокій вартості, мобільності і автономному живленню. Отримання значень основних індикаторних показників СДУ в умовах експлуатації стало більш доступним і не вимагає істотних витрат часу.

2. Застосування методу програмної синхронізації даних в системах розділеного моніторингу дозволяє не встановлювати датчики на маховику, що істотно скорочує час на індиціювання двигуна. При цьому абсолютна фазова похибка визначення ВМТ не перевищує 0.5° ПКВ.

3. Метод визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі удосконалений шляхом визначення площ елементарних ділянок індикаторної діаграми для розрахунку середніх тисків на них. На відміну від існуючих, вдосконалений метод не залежить від частоти дискретизації запису індикаторних діаграм. Для випадків, коли запис індикаторних діаграм робочого процесу здійснюється з кроком більше 1 градуса повороту колінчастого валу, метод знижує відносну похибку розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності до 2,5%.

4. Актуальність експлуатаційної параметричної діагностики підтверджується вимогами підвищення ефективності роботи СЕУ, яка досягається при періодичному контролі параметрів робочого процесу і своєчасному прийнятті необхідних заходів для їх корегування.

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ. ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА РОЗРОБЛЕНИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

4.1. Побудова моделі робочого процесу транспортного дизеля з заданим законом тепловиділення

Для сучасних суднових дизелів, що відповідають високим економічним та екологічним вимогам, розрахованих на роботу в умовах підвищеної механічної та теплової напруженості, параметрична діагностика робочого процесу, включаючи контроль якості подачі палива та згоряння палива в циліндрах, є особливо актуальною.

При проведенні параметричної діагностики робочого процесу необхідно вирішувати задачу зіставлення даних реального робочого процесу та результатів математичного моделювання. Це дозволяє виконати якісний аналіз ефективності роботи циліндра, оцінити резерви його навантаження та знаходити оптимальне поєднання налагоджувальних параметрів паливної апаратури та механізму газорозподілу.

Програмне середовище AVL BOOST™, яке використовується для моделювання робочого процесу на різних режимах роботи дизеля, дозволяє проводити діагностику дизеля, налаштування параметрів робочого процесу і прогнозувати вплив різних дефектів, які можуть виникнути під час експлуатації.

Аналіз наслідків коригування настроювальних параметрів паливної апаратури і механізму газорозподілу, а також зміни параметрів робочого процесу на часткових режимах, відмінних від поточного режиму експлуатації можливий за допомогою математичної моделі робочого процесу. Побудова математичної моделі робочого процесу базується на 1-му законі термодинаміки:

$$dQ_x = dU + p dV + dQ_w ,$$

де dQ_x – теплота, що виділена при згорянні палива;

$p dV$ – робота, здійснена циліндром;

dU – зміна внутрішньої енергії робочого тіла;

dQ_w – теплота, передана через стінки циліндра.

Розрахунок термодинамічних процесів в циліндрі заснований на енергетичному балансі циліндра:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{da} = -p_c \cdot \frac{dV}{da} + \frac{dQ_F}{da} - \sum \frac{dQ_w}{da} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da} + \sum \frac{dm_i}{da} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{da} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}$$

Зміна маси в циліндрі можна розрахувати з суми мас:

$$\frac{dm_c}{da} = \sum \frac{dm_i}{da} - \sum \frac{dm_e}{da} - \frac{dm_{BB}}{da} + \frac{dm_{ev}}{dt}$$

де: $\frac{d(m_c \cdot u)}{da}$ - зміна внутрішньої енергії в циліндрі;

$-p_c \cdot \frac{dV}{da}$ - робота поршня;

$\frac{dQ_F}{da}$ - підведення теплоти від палива;

$\sum \frac{dQ_w}{da}$ - втрати тепла від стінок;

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{da}$ - ентальпія потоку;

m_c - маса робочого тіла в циліндрі;

u - питома внутрішня енергія;

p_c - тиск в циліндрі;

V - обсяг циліндра;

Q_F - енергія палива;

Q_w - втрата тепла від стінок;

a - кут повороту колінчастого вала;

dm_i - маса елементів, що надходять в циліндр;

dm_e - маса елементів на виході з циліндра;

h_i - ентальпія елементів, що надходять в циліндр;

h_e - ентальпія елементів на виході з циліндра;

q_{ev} - теплота випаровування палива;

f - частка теплоти випаровування від заряду в циліндрі;

dm_{ev} - маса випаровування палива.

Для оцінки швидкості тепловиділення в циліндрі використовується трифазна модель В.С.Семенова - В.І.Квятковського:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2};$$

де φ_i - кут затримки займання палива;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - зміщення максимумів швидкості тепловиділення на кожній з трьох фаз;

A_1, A_2, A_3 - коефіцієнти, що визначаються за допомогою навантажувальних критеріїв:

$$A_1 = \frac{181,4}{\Pi_H} \Pi_{H1}^2 \frac{\varphi_1}{\varphi_i};$$

$$A_2 = \frac{0,01}{\Pi_H} \Pi_{H2}^{0,5} \varphi_2;$$

$$A_3 = \frac{0,01}{\Pi_H} \Pi_{H3}^{0,5} \varphi_3.$$

Метод базується на припущенні про те, що найбільш загальним видом кривої тепловиділення є крива з трьома (в окремих випадках з двома або з одним) максимумами.

Метод реалізований за допомогою навантажувальних критеріїв, які безпосередньо пов'язані з масами впорскуваного палива за період затримки самозаймання і за увесь процес впорскування палива.

Використання трифазної моделі тепловиділення в циліндрі дозволяє моделювати багатозафазне впорскування палива, (рис.4.1), що реалізоване в сучасних транспортних дизелях.

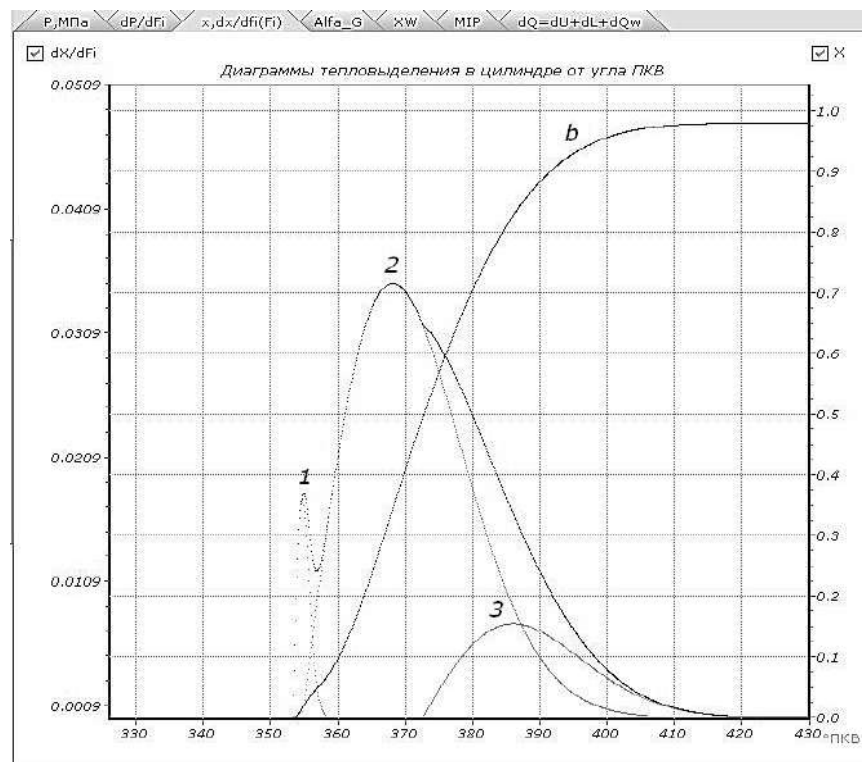


Рисунок 4.1 – Криві тепловиділення в циліндрі (розрахунок по методу В.С.Семенова)

1,2,3 – швидкість на першій, другій та третій фазі;

b – сумарна доля теплоти, що виділилася.

Початкові значення навантажувальних критеріїв розраховуються за такими залежностями:

$$P_H = \frac{q_u}{\rho_s V_a}; P_{H1} = P_H \frac{q_\tau}{q_u}; P_{H2} = \frac{q_2}{\rho_s V_a}; P_{H3} = \frac{q_3}{\rho_s V_a},$$

де ρ_s – густина надувального повітря;

V_a – об'єм циліндру на початку стиснення;

q_u, q_τ – циклова подача та маса палива, що упорснуло за період затримки самозаймання τ_i ;

q_2, q_3 – маси палива, що згоріли на другій та третій фазі процесу згоряння.

Згідно з методом В.С. Семенова - В.І. Квятковського задаються певні взаємозв'язки між окремими фазами процесу тепловиділення, де кожне наступне зміщення максимуму швидкості тепловиділення залежить від попереднього:

$$\varphi_1 = 0,3273 \text{ cm} \cdot D/S;$$

$$\varphi_2 = f(\varphi_1, \varphi_i, \varphi_{inj}, \ddot{I}_i, \ddot{I}_{i1});$$

$$\varphi_3 = f(\varphi_2, \text{Re});$$

В сучасних СДВЗ все частіше використовується багатофазне впорскування, яке дозволяє підвищити якість згоряння палива і зменшити токсичність випускних газів за рахунок зменшення затримки займання і більш якісного сумішоутворення. Кероване впорскування палива, що використовується в технологіях MAN B&W ME та Sulzer RT-Flex, дає можливість не тільки змінювати фази та тривалість впорскування палива в залежності від навантаження двигуна, але також в повній мірі реалізовувати багатофазне впорскування за заздалегідь обраним законом. У цьому випадку зміна залежностей, закладених в методі В.С. Семенова - В.І. Квятковського, дозволяє вирішити задачу моделювання багатофазного впорскування.

Наведена вище модель налаштовується за допомогою програмного середовища AVL BOOST™. Вона використовує отримані на поточному навантаженому режимі дані $p(\varphi)$, що дозволяє оперативно моделювати робочий процес і отримувати достовірну діагностичну інформацію.

4.2 Моделювання робочого процесу та перевірка адекватності математичної моделі по даним ходових випробувань распрдвального двигуна типу MAN B&W 6S70MC-C.8.1

Концепція двигуна MAN B&W 6S70MC-C.8.1 (рис. 4.2) заснована на традиційній системі, в якій розподільний вал управляє уприскуванням палива і приводом випускних клапанів. Кожен циліндр обладнаний власним насосом для подачі палива, який складається з простого плунжера, що приводиться в дію безпосередньо кулачком розподільного валу. Оптимальна комбінація NO_x і SFOC досягається за допомогою системи VIT, вбудованої в паливні насоси.

Випускний клапан, керований кулачком, відкривається гідравлічно і закривається за допомогою пневматичної пружини.

Двигун MC-C - коротша і компактна версія двигуна MC. Він добре підходить для невеликих машинних відділень, наприклад, для контейнеровозів.

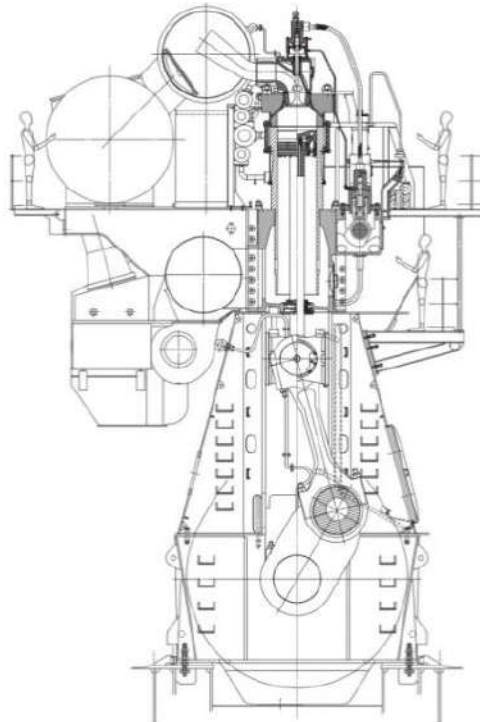


Рис. 4.2 – Двигун 6S70MC-C8

Дані ходових випробувань дозволили здійснити моделювання робочого процесу на п'яти навантажувальних режимах (25%, 50%, 75%, 90%, 100%).

Індикаторні діаграми робочих процесів були розраховані в програмі AVL BOOST. Сучасний CFD-програмний комплекс AVL BOOST призначений для чисельного моделювання робочих процесів дизеля. CFD (computational fluid dynamic) - обчислювальна гідродинаміка - один з найбільш перспективних методів для моделювання робочих процесів транспортних дизелів.

Моделювання робочого процесу в програмному симуляторі AVL BOOST дозволяє аналізувати вплив різних експлуатаційних факторів на параметри робочого процесу. Середя AVL BOOST дозволяє з окремих елементів побудувати свою унікальну модель двигуна (рис. 4.3).

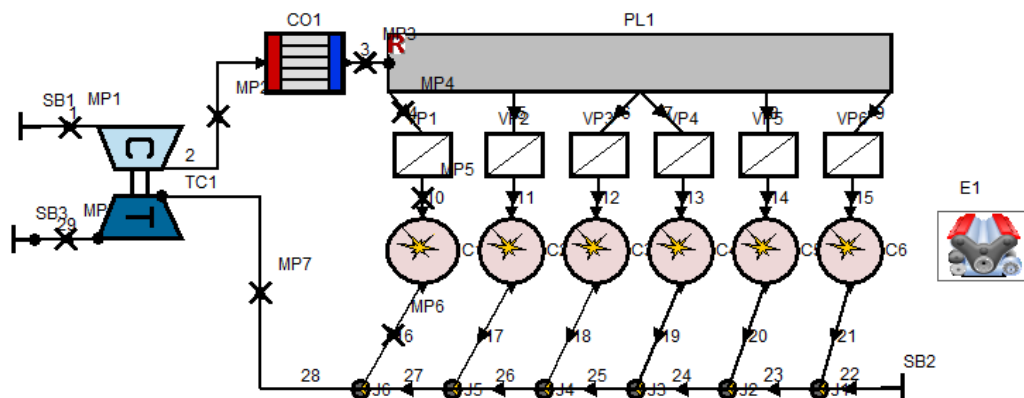


Рис. 4.3 - Структура моделі головного двигуна 6S70MC-C8

Програмні моделі AVL BOOST™ дозволяють прогнозувати вплив різних дефектів, але вимагають значних витрат часу на підготовку і настройку моделей, що є несумісним з оперативною роботою в умовах реостатних випробувань дизелів. Для оптимізації роботи пропонується настройка моделі робочого процесу, записана згідно 1-му закону термодинаміки:

$$dQ_x = dU + p dV + dQ_w,$$

де dQ_x – теплота, що виділена при згорянні палива;

pdV – робота, здійснена циліндром;

dU – зміна внутрішньої енергії робочого тіла;

dQ_w – теплота, передана через стінки циліндра.

Дані по двигуну 25/50/75/90/100%

Двигун 6S70MC-C8

Таблиця 4.1 – Вимірювання при навантаженні 25% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт	Індикаторна потужність, кВт	Механічний ККД
25 %	57,3	4375	5006	87,39

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, P_z , бар	75	75	75	75	75	75	75
Тиск стиснення, P_c , бар	50	51	50	51	50	50	50,3
Середній індикаторний тиск, P_i , бар	8,04	8,12	8,09	8,25	8,10	8,02	8,10
Індекс ПНВТ	48	48	48	48	48	48	48
Температура випускних газів, °C	272	265	267	265	265	275	268

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
188,42	30	0,45	4600	300	240

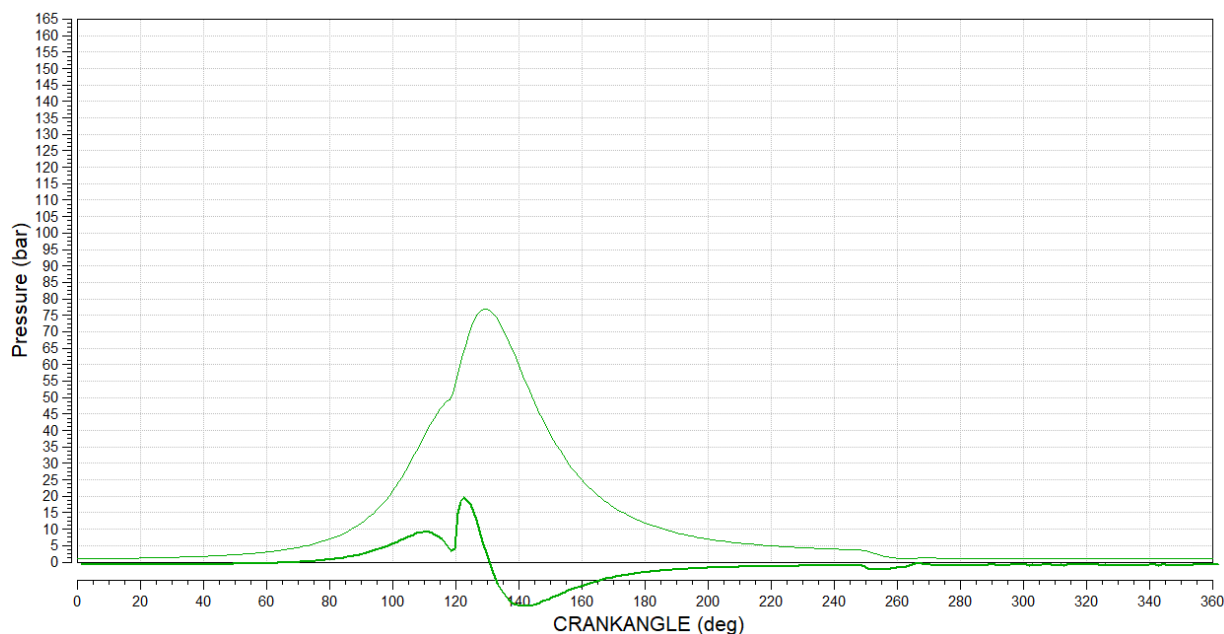


Рис. 4.4 – Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8
(Навантаження 25%)

Таблиця 4.2 – Розрахунок при навантаженні ГД – 25 % (AVL Boost)

Engine Speed : 57.3 rpm
Calculation mode: BOOST Single
Cycle Duration: 360.00 degrees
Indicated Power : 5001.74 kW

CYLINDERS: Average Values

Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5	Cyl. 6
Firing TDC [deg]	0.00	240.00	120.00	180.00	60.00	300.00
Bore [mm]	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00
Conrodl. [mm]	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00
Compression ratio [-]	21.00	21.00	21.00	21.00	21.00	21.00
Dyn. Comp. ratio [-]	17.92	17.92	17.92	17.92	17.92	17.92

Combustion Data:

Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Vibe Parameter a [-]	6.900	6.900	6.900	6.900	6.900	6.900
Vibe Param. m 1 [-]	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500
Peak Fir.Pres. [bar]	75.43	75.36	75.98	75.39	74.05	75.06
at Crankangle [deg]	9.34	9.41	9.40	9.26	9.30	9.39
Peak Pres.Rise[bar/deg]	3.82	4.11	3.86	3.85	3.63	4.12
at Crankangle [deg]	-0.05	1.42	1.45	1.12	1.28	1.42

Performance:

IMEP [bar]	8.4370	8.4025	8.8708	8.8740	8.2795	8.2741
ISFC [g/kWh]	185.1101	185.7528	185.9983	185.9279	185.0175	185.3631
Polytropic Coeff. [-]	1.3749	1.3765	1.3730	1.3695	1.3694	1.3759

Таблиця 4.3 – Вимірювання при навантаженні 50% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт	Індикаторна потужність, кВт	Механічний ККД
50 %	72,2	8750	9554	91,58

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, P_z , бар	110	110	110	110	110	110	110
Тиск стиснення, P_c , бар	80	80	80	80	80	80	80
Середній індикаторний тиск, P_i , бар	12,15	12,25	12,32	12,41	12,33	12,19	12,28
Індекс ПНВТ	64	64	64	64	64	64	64
Температура випускних газів, °C	307	295	300	285	293	300	297

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
181,41	31	1,3	7390	335	230

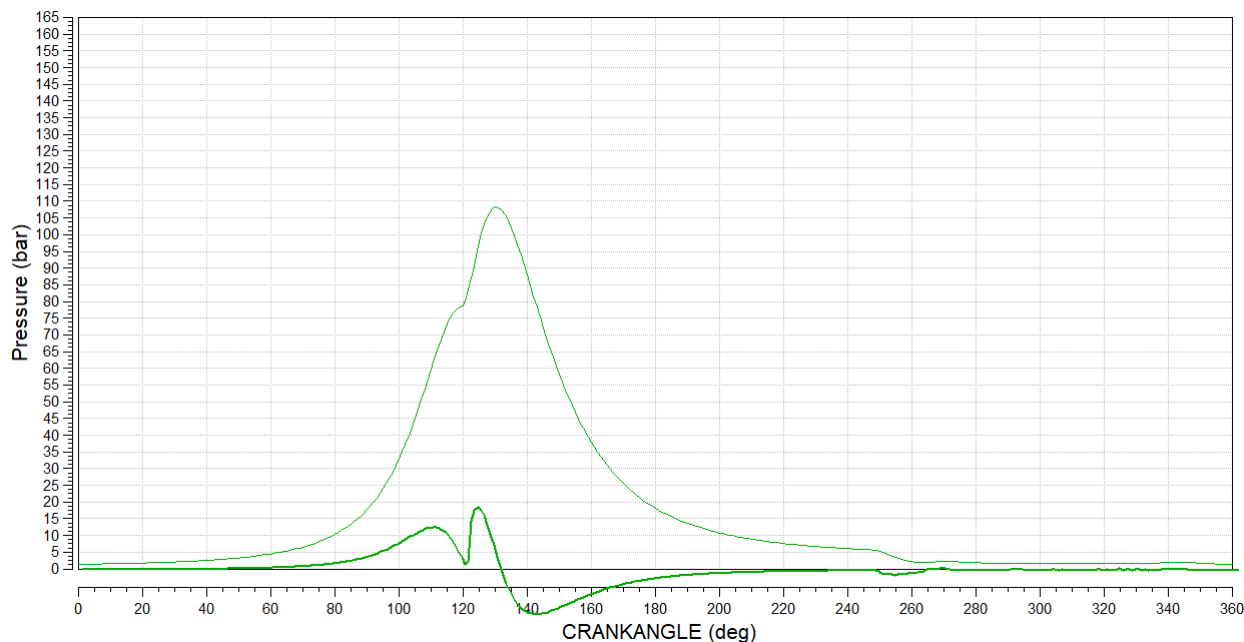


Рис. 4.5 - Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8 (Навантаження 50%)

Таблиця 4.4 – Розрахунок при навантаженні ГД – 50 % (AVL Boost)

Engine Speed :	72.2 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power:	9551.23 kW					
CYLINDERS: Average Values						
	Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5 Cyl. 6
Firing TDC [deg]		0.00	240.00	120.00	180.00	60.00 300.00
Bore [mm]		700.00	700.00	700.00	700.00	700.00 700.00
Stroke [mm]		2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00 2800.00
Conrodl. [mm]		2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00 2871.00
Compression ratio [-]		22.00	22.00	22.00	22.00	22.00 22.00
Dyn. Comp. ratio [-]		18.76	18.76	18.76	18.76	18.76 18.76
Combustion Data:						
		Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Combustion Char.		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00 0.00
Comb.start [deg]		70.00	70.00	70.00	70.00	70.00 70.00
Comb.dur.1 [deg]		6.900	6.900	6.900	6.900	6.900 6.900
Vibe Parameter a [-]		0.500	0.500	0.500	0.500	0.500 0.500
Vibe Param. m 1 [-]		110.48	109.98	109.26	109.29	110.73 110.11
Peak Fir.Pres. [bar]		9.65	10.28	10.30	10.29	10.01 10.26
at Crankangle [deg]		4.34	4.55	4.56	4.60	4.51 4.64
Peak Pres.Rise[bar/deg]		2.57	2.89	2.85	2.97	2.85 2.98
at Crankangle [deg]						
Performance:						
		12.6985	12.8369	12.7808	12.8252	12.1862 12.9839
IMEP [bar]		177.0587	177.3972	177.1224	177.5477	177.9948 177.5187
ISFC [g/kWh]		1.3787	1.3778	1.3778	1.3785	1.3755 1.3778
Polytropic Coeff. [-]						

Таблиця 4.5 – Вимірювання при навантаженні 75% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт	Індикаторна потужність, кВт	Механічний ККД
75 %	82,7	13125	14062	93,34

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, P _z , бар	140	141	141	141	140	140	140,5
Тиск стиснення, P _c , бар	111	110	111	112	111	111	110
Середній індикаторний тиск, P _i , бар	15,69	15,79	15,72	15,91	15,82	15,77	15,78
Індекс ПНВТ	80	80	80	80	80	80	80
Температура випускних газів, °C	320	300	310	300	300	308	306

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
176,41	34	2,08	8798	350	210

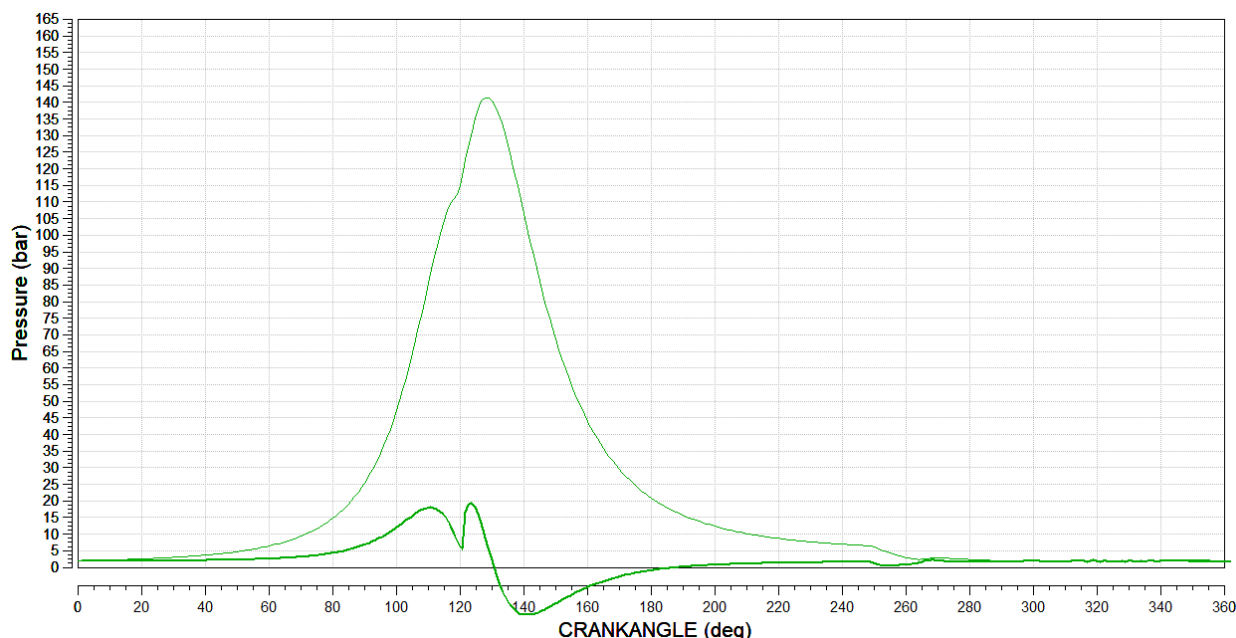


Рис. 4.6 - Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8 (Навантаження 75%)

Таблиця 4.6 – Розрахунок при навантаженні ГД – 75 % (AVL Boost)

Engine Speed :	82.7 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power:	14001.81 kW					
CYLINDERS: Average Values						
	Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5
Firing TDC [deg]		0.00	240.00	120.00	180.00	60.00
Bore [mm]		700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]		2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00
Conrodl. [mm]		2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00
Compression ratio [-]		22.00	22.00	22.00	22.00	22.00
Dyn. Comp. ratio [-]		18.76	18.76	18.76	18.76	18.76
Combustion Data:						
		Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Combustion Char.		-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
Comb.start [deg]		70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Comb.dur.1 [deg]		6.900	6.900	6.900	6.900	6.900
Vibe Parameter a [-]		0.500	0.500	0.500	0.500	0.500
Vibe Param. m 1 [-]		140.07	139.93	140.52	139.96	139.41
Peak Fir.Pres. [bar]		8.37	8.65	8.45	8.71	8.63
at Crankangle [deg]		4.82	4.92	4.85	4.90	4.84
Peak Pres.Rise[bar/deg]		1.98	1.84	1.84	2.12	1.31
at Crankangle [deg]						
Performance:						
		15.6926	15.7963	15.8341	15.8044	15.8330
IMEP [bar]		172.1194	172.7725	172.3426	172.6794	172.3548
ISFC [g/kWh]		1.3753	1.3746	1.3735	1.3752	1.3746
Polytropic Coeff. [-]						

Таблиця 4.7 – Вимірювання при навантаженні 90 % (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт	Індикаторна потужність, кВт	Механічний ККД
90 %	87,9	15750	16737	94,10

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, Pz, бар	160	159	160	160	160	160	159,8
Тиск стиснення, Ps, бар	131	131	130	130	131	129	130,3
Середній індикаторний тиск, Pi, бар	17,55	17,80	17,73	17,58	17,74	17,67	17,68
Індекс ПНВТ	88	88	88	88	88	88	88
Температура випускних газів, °C	335	320	322	317	320	315	322

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
176,25	38	2,51	9385	368	215

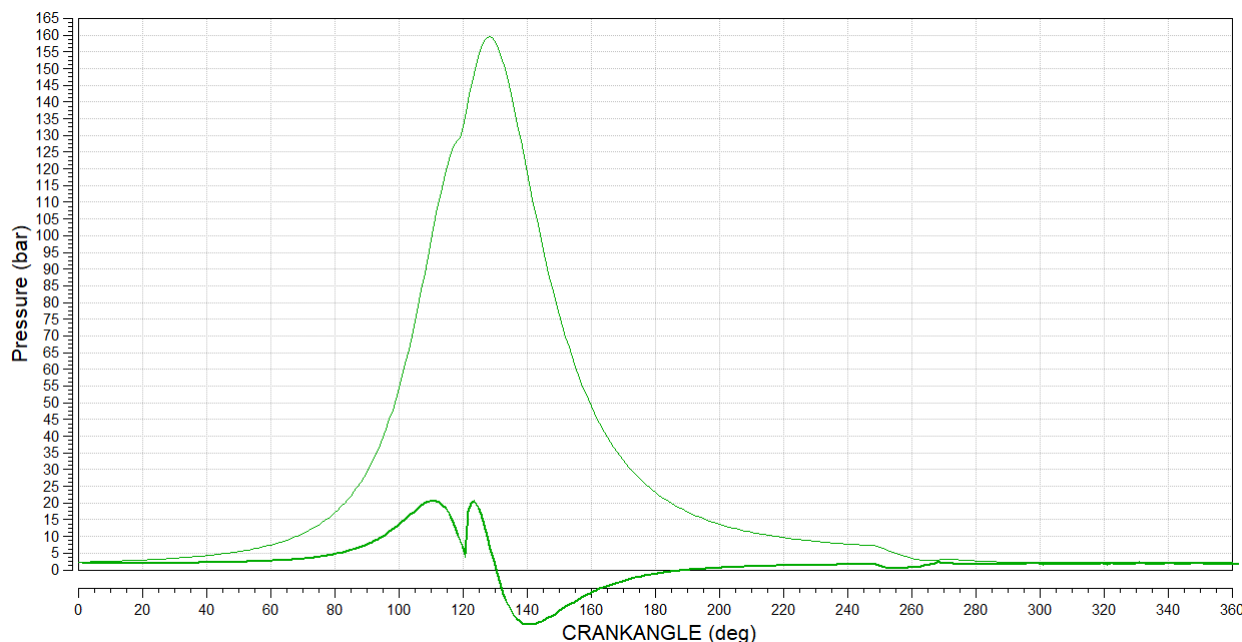


Рис. 4.7 - Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8 (Навантаження 90%)

Таблиця 4.8 – Розрахунок при навантаженні ГД – 90 % (AVL Boost)

Engine Speed :	87.9 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power:	16732.28 kW					
CYLINDERS: Average Values						
	Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5
Firing TDC [deg]		0.00	240.00	120.00	180.00	60.00
Bore [mm]		700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]		2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00
Conrodl. [mm]		2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00
Compression ratio [-]		22.00	22.00	22.00	22.00	22.00
Dyn. Comp. ratio [-]		18.76	18.76	18.76	18.76	18.76
Combustion Data:						
Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Vibe Parameter a [-]	6.900	6.900	6.900	6.900	6.900	6.900
Vibe Param. m 1 [-]	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500
Peak Fir.Pres. [bar]	159.65	159.35	159.52	159.72	159.20	159.85
at Crankangle [deg]	8.10	8.24	8.17	8.41	8.39	8.28
Peak Pres.Rise[bar/deg]	5.06	5.13	5.08	5.18	5.18	5.15
at Crankangle [deg]	1.43	1.99	1.56	1.70	1.98	1.84
Performance:						
IMEP [bar]	17.65171	17.6532	17.6115	17.6369	17.6435	17.6028
ISFC [g/kWh]	172.0737	172.2366	172.6369	172.4059	172.3375	172.7259
Polytropic Coeff. [-]	1.3748	1.3730	1.3727	1.3743	1.3744	1.3738

Таблиця 4.9 – Вимірювання при навантаженні 100% (I) (Sea trials)

Навантаження	Оберти дви- гуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт	Індикаторна потужність, кВт	Механічний ККД
100 %	91	17500	18535	94,42

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, Pz, бар	160	160	160	160	159	160	159,8
Тиск стис- нення, Pc, бар	145	145	146	146	146	145	145,5
Середній інди- каторний тиск, Pi, бар	18,92	18,97	18,90	18,91	18,96	18,75	18,90
Індекс ПНВТ	95	95	95	95	95	95	95
Температура випускних га- зів, °C	361	345	350	338	337	340	345

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря пе- ред цилін- дра- ми, °C	Тиск по- вітря пе- ред цилі- ндра ми, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Темпера- тура (випу- скних га- зів) після турбіни, °C
177,79	40	2,92	9875	392	228

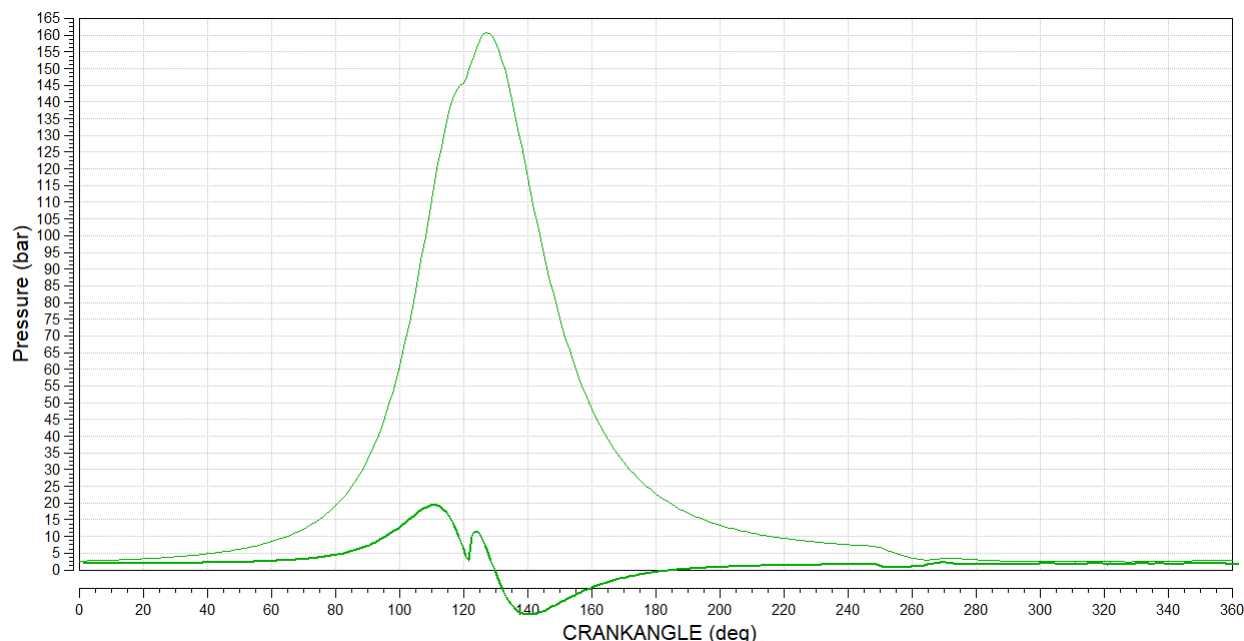


Рис. 4.8 - Моделювання робочого процесу двигуна 6S70MC-C8 (Навантаження 100%)

Таблиця 4.10 – Розрахунок при навантаженні ГД – 100 % (AVL Boost)

Engine Speed :	91 rpm						
Calculation mode:	BOOST Single						
Cycle Duration:	360.00 degrees						
Indicated Power:	18532.92 kW						
CYLINDERS: Average Values							

Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5	Cyl. 6	
Firing TDC [deg]	0.00	240.00	120.00	180.00	60.00	300.00	
Bore [mm]	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	
Stroke [mm]	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	2800.00	
Conrodl. [mm]	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	2871.00	
Compression ratio [-]	22.00	22.00	22.00	22.00	22.00	22.00	
Dyn. Comp. ratio [-]	18.76	18.76	18.76	18.76	18.76	18.76	
Combustion Data:							

Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	
Comb.start [deg]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	
Vibe Parameter a [-]	6.900	6.900	6.900	6.900	6.900	6.900	
Vibe Param. m 1 [-]	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500	0.500	
Peak Fir.Pres. [bar]	160.32	160.08	160.77	159.20	160.59	160.69	
at Crankangle [deg]	7.26	7.33	7.31	7.54	7.28	7.28	
Peak Pres.Rise[bar/deg]	5.69	5.54	5.58	5.43	5.61	5.57	
at Crankangle [deg]	-10.77	-10.78	-10.79	-11.08	-10.77	-10.79	
Performance:							

IMEP [bar]	18.2880	18.4144	18.3916	18.5359	18.4987	18.4162	
ISFC (tr.f.) [g/kWh]	173.8228	173.3890	173.6464	173.0332	173.4457	173.3687	
Polytropic Coeff. [-]	1.3704	1.3714	1.3705	1.3755	1.3720	1.3717	

Для моделювання швидкості тепловиділення в циліндрі використовується трифазна модель В.С.Семенова - В.І.Квятковського:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2};$$

де φ_i – кут затримки займання палива;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – зміщення максимумів швидкості тепловиділення на кожній з трьох фаз;

A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти, що визначаються за допомогою навантажувальних критеріїв:

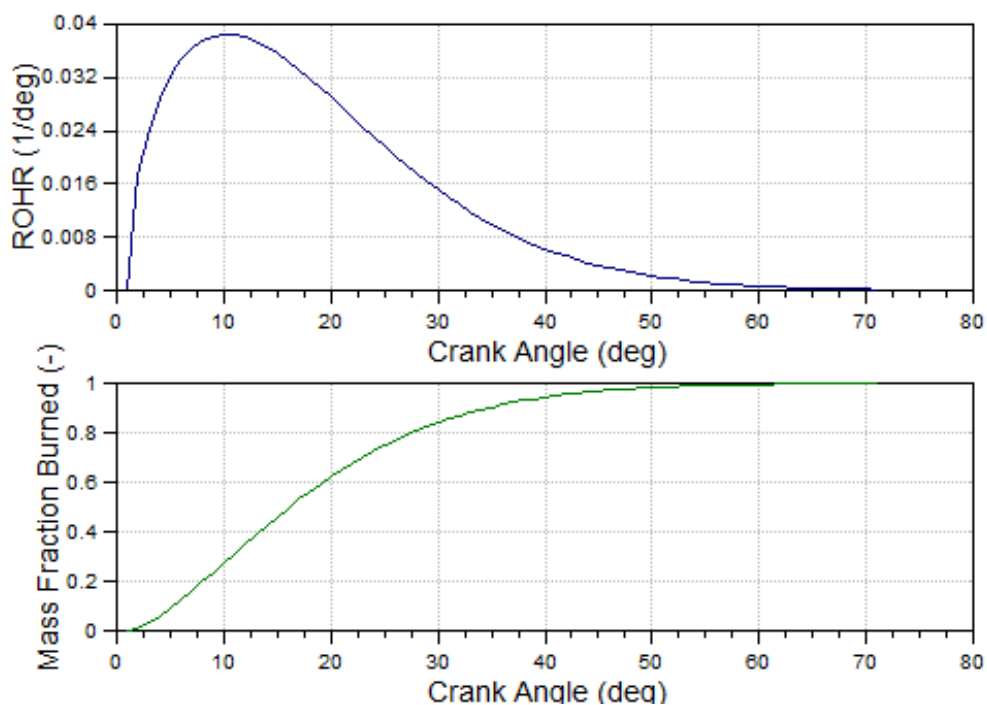


Рис. 4.9 - Характеристика тепловиділення двигуна 6S70MC-C8, модель AVL BOOST

Для кожного елемента математичної моделі були задані певні параметри, отримані на ходових випробуваннях двигуна 6S70MC-C8.

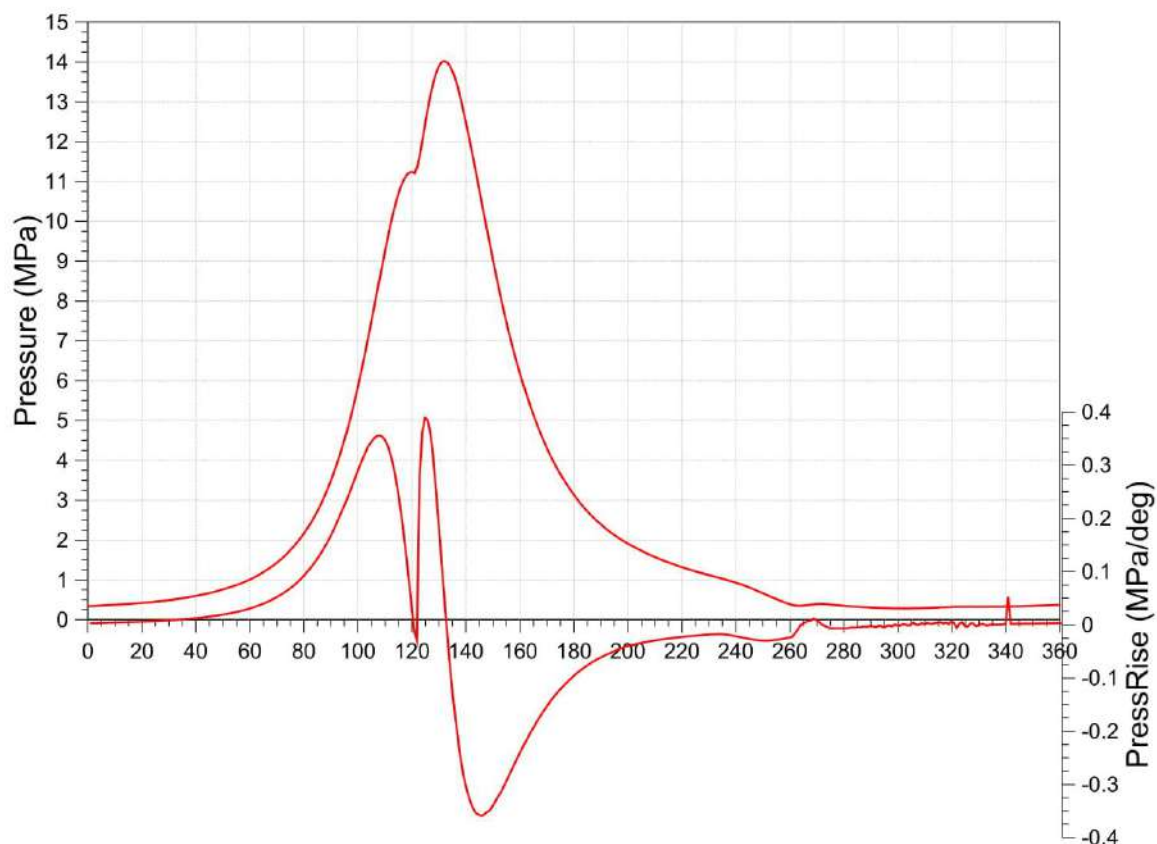


Рис. 4.10 - Індикаторна діаграма і діаграма швидкості зміни тиску газів в циліндрі малооборотних двигуна 6S70MC-C8 на експлуатаційному режимі 75%, модель AVL BOOST

Досить детальні вихідні дані дозволили здійснити якісне моделювання робочого процесу, причому для всіх розрахункових параметрів похибка не перевищувала 2%. Індикаторні діаграми робочих процесів, розраховані по математичній моделі для представлених в табл. 4.11 навантажувальних режимів, показані на рис. 4.10.

Дані SEA TRIALS головного двигуна 6S70MC-C8 були отримані під час ходових випробувань. Зведений звіт представлений в таблиці 4.11.

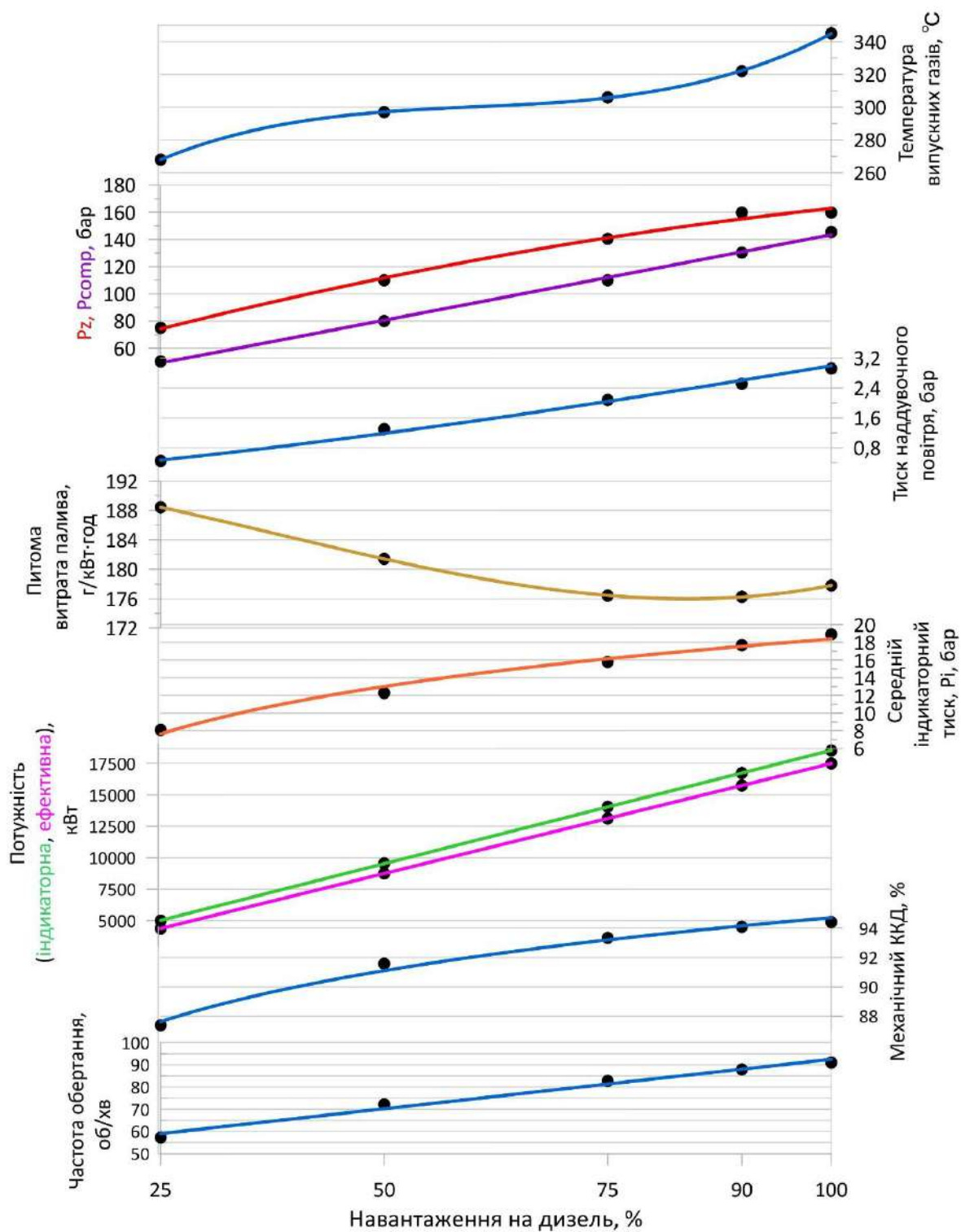


Рис. 4.11 – Данні моделювання роботи головного двигуна 6S70MC-C8 на часткових режимах

Таблиця 4.11 - Зведений звіт експериментальних даних

Технічна специфікація	1	2	3	4	5
Навантаження, %	25	50	75	90	100
Частота обертання, об / хв	57,3	72,2	82,7	87,9	91
Ефективна потужність, кВт	4375	8750	13125	15750	17500
Індикаторна потужність, кВт	5006	9554	14062	16737	18535
Механічний ККД, %	87,39	91,58	93,34	94,10	94,42
Максимальний тиск згоряння, P_z , бар	75	110	140,5	159,8	159,8
Тиск стиснення, P_c , бар	50,3	80	110	130,3	145,5
Середній індикаторний тиск, P_i , бар	8,10	12,28	15,78	17,68	18,90
Питома витрата палива, г / кВт · год	188,42	181,41	176,41	176,25	177,79
Температура випускних газів, °C	268	297	306	322	345
Температура повітря перед циліндрами, °C	30	31	34	38	40
Тиск повітря перед циліндрами, бар	0,45	1,30	2,08	2,51	2,92

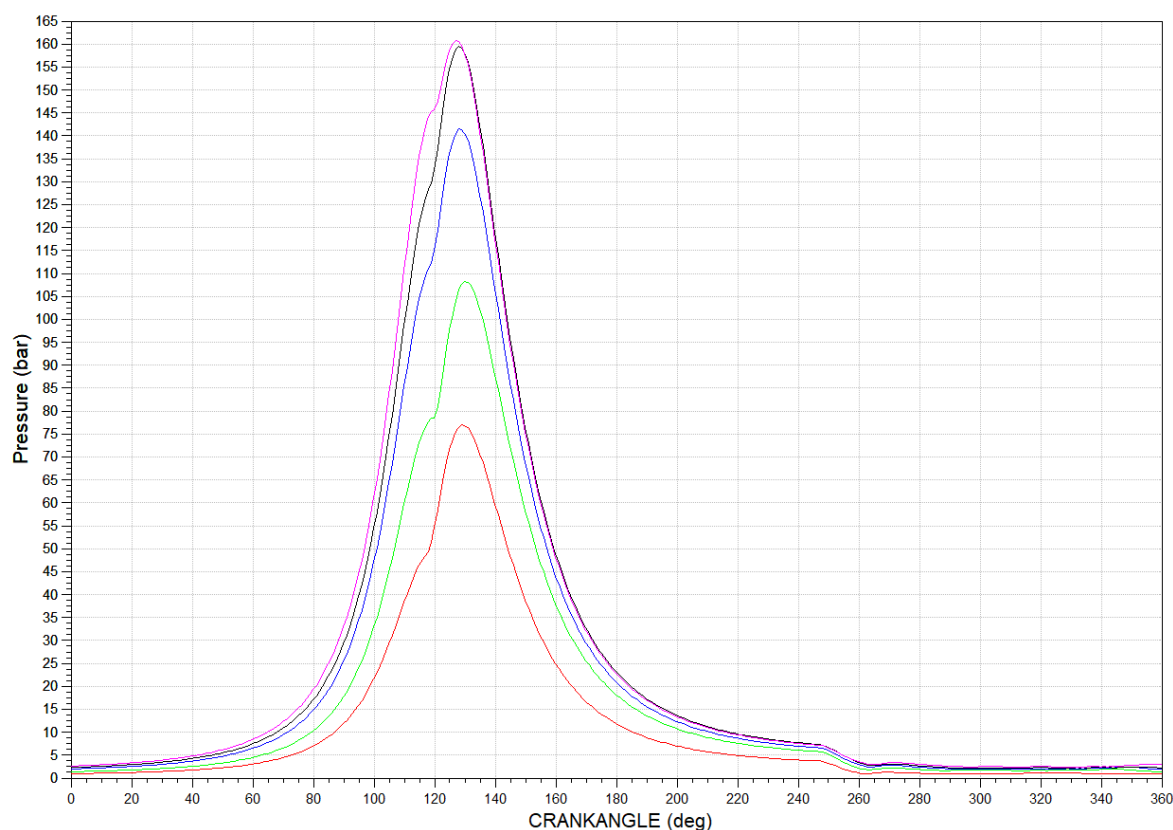


Рис. 4.12 – Данні моделювання роботи головного двигуна 6S70MC-C8 на часткових режимах

Вплив кута випередження впорскування палива на робочий процес двигуна 6S70MC-C8

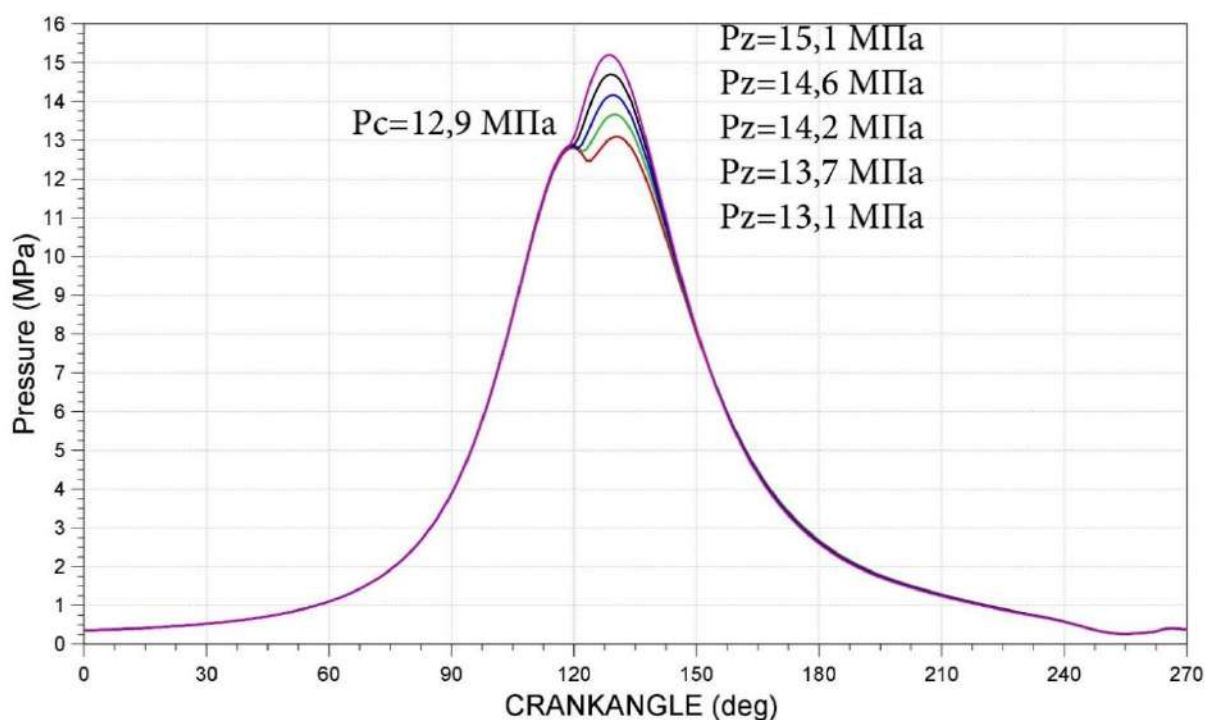


Рис. 4.13 – Графік зміни тиску в залежності від зміни кута упорскування палива

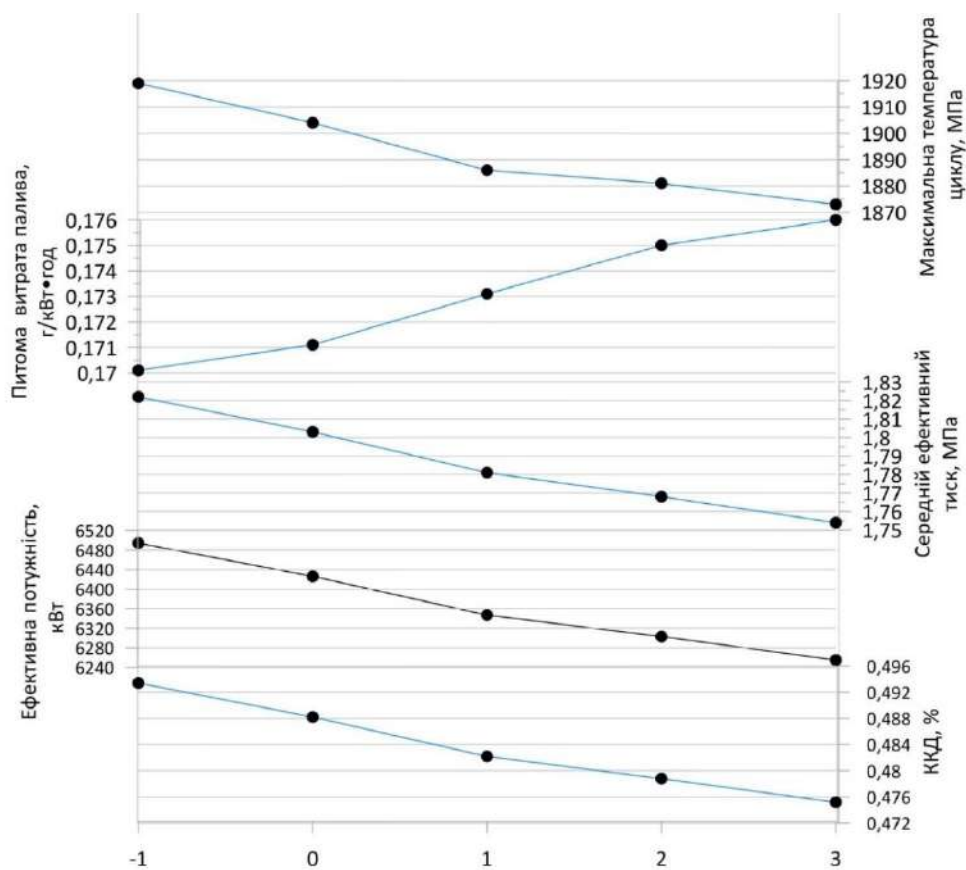


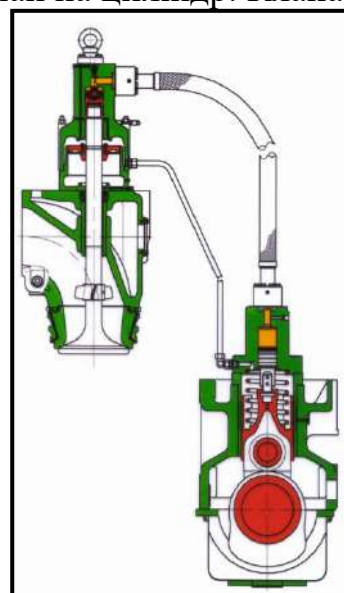
Рис. 4.14 – Фаза початку згоряння палива

Таблиця 4.12 - Дослідження впливу куту закриття випускного клапану на основні показники робочого циклу

Величина	Розмірність	Φ закр. випускного клапану				
		128	130	132	134	136
g_e	$\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \times \text{год})}$	0,1682	0,1691	0,1698	0,1703	0,1713
P_e	МПа	1,604	1,598	1,594	1,590	1,584
N_e	кВт	17042	16980	16930	16896	16827
P_c	МПа	12,99	12,48	12,2	11,9	11,5
P_z	МПа	15,4	15	14,7	14,5	14,1

Двигун MAN 6S70MC-C має один вихлопної клапан на циліндр. Клапан відкривається гідравлічно, а закривається стисненням повітрям під тиском 7 бар і нижче. Для цього в конструкцію клапана введений пневматичний циліндр.

Фаза закриття випускного клапана відбувається після того як поршень перекриє впускні вікна. Залежно того наскільки пізніше клапан закриється - буде змінюватися дійсний ступінь стиснення в циліндрі. Що в свою чергу впливає на робочий процес, показники потужності та економічні показники двигуна.



від

Для досягнення поставленої мети спочатку була побудована діаграма робочого процесу MAN 6S70MC-C. З технічної документації були також взяті фази відкриття і закриття випускного клапана. На діаграмі вони представлені таким чином (10°ПКВ та 130°ПКВ).

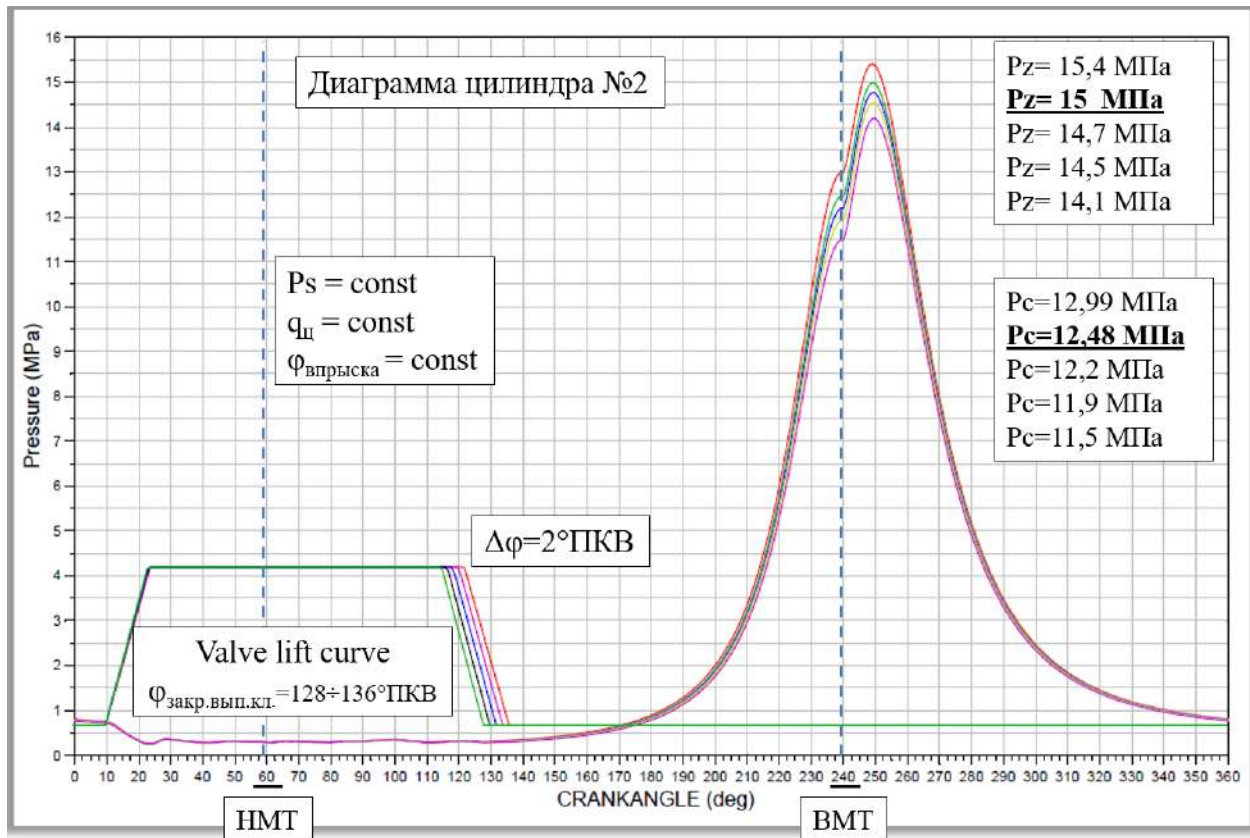


Рис. 4.15 – Вплив зміни кута закриття випускного клапана на параметри робочого процесу

Потім провели дослідження - ми змінювали фазу закриття випускного клапана (крок розрахунку 2°ПКВ), циклову подачу ($q_{ц}$), тиск надуву (P_s) та ($\varphi_{\text{впрыска}}$) момент подачі палива залишилися незмінними.

З діаграм РП видно що при зміні фази закриття випускного клапана зі 128 до 136°ПКВ помітне погіршення параметрів РП.

Характер зміни представлений у вигляді графіків (рис.4.16): на одній осі - кут закриття випускного клапана, а на інших Ne , Pe , ge .

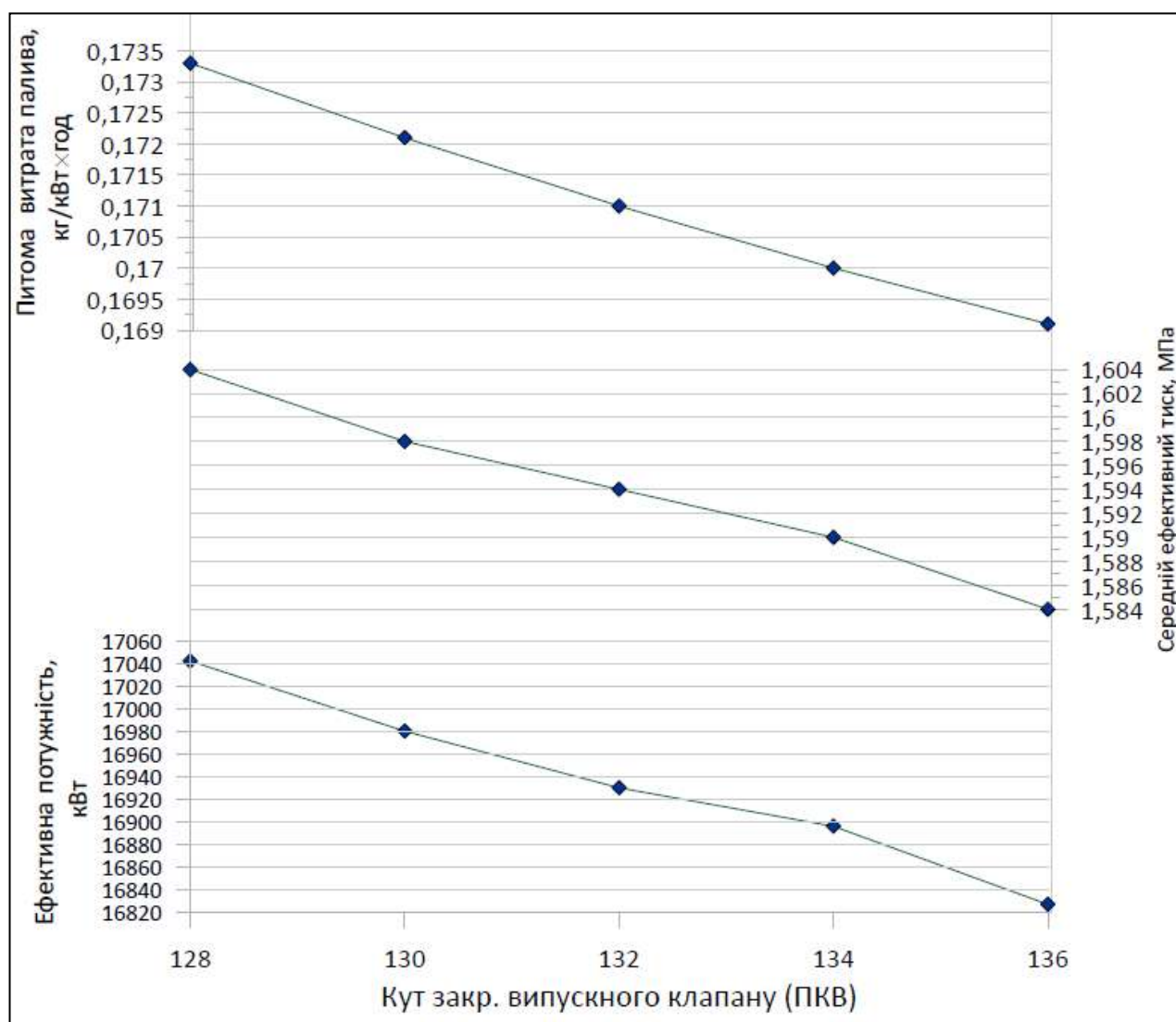


Рис. 4.16 – Графік впливу зміни кута закриття випускного клапана на параметри робочого процесу

Докладні вихідні дані ходових випробувань дозволили здійснити моделювання на п'яти навантажувальних режимах, причому для всіх розрахункових параметрів похибка не перевищувала 2,5-3 %. З цього робимо висновок, що модель адекватна і її можна використовувати для всіх часткових режимів роботи двигуна.

4.3 Моделювання робочого процесу та перевірка адекватності математичної моделі по даним ходових випробувань електронно керованого двигуна типу 6G70ME-C9.2

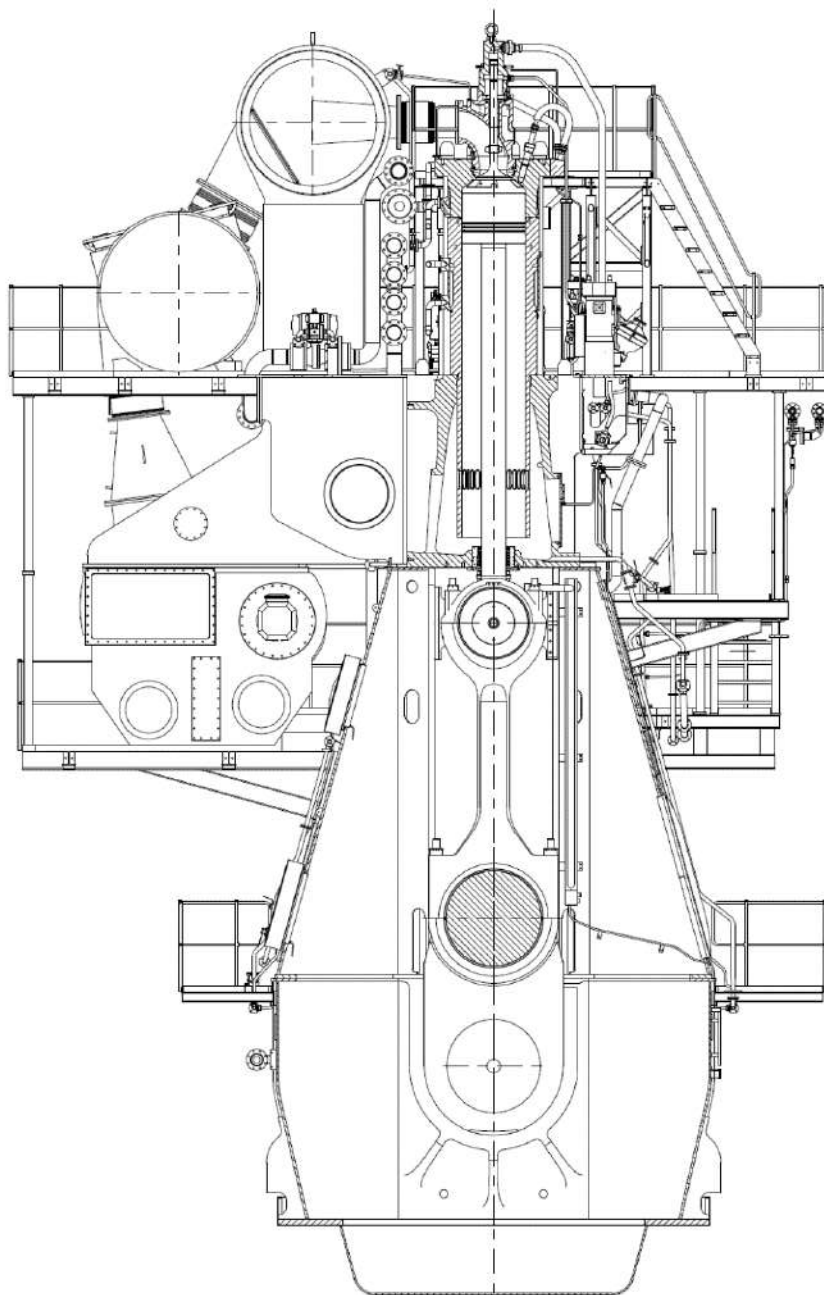


Рис. 4.17 – Двигун 6G70ME-C9.2

Дані по двигуну 25/50/75/90/100%

Двигун 6G70ME-C9.2

Таблиця 4.13 – Вимірювання при навантаженні 25% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт
25 %	48.8	4277

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, Pz, бар	104.4	104.0	104.9	104.0	103.5	103.8	104.1
Тиск стиснення, Pc, бар	69.2	69.5	69.4	69.3	69.9	69.3	69.4
Індекс ECU	43	43	43	43	43	43	43
Температура випускних газів, °C	192	190	216	212	200	213	203.8

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
180.99	36	0.4	6504	274	205

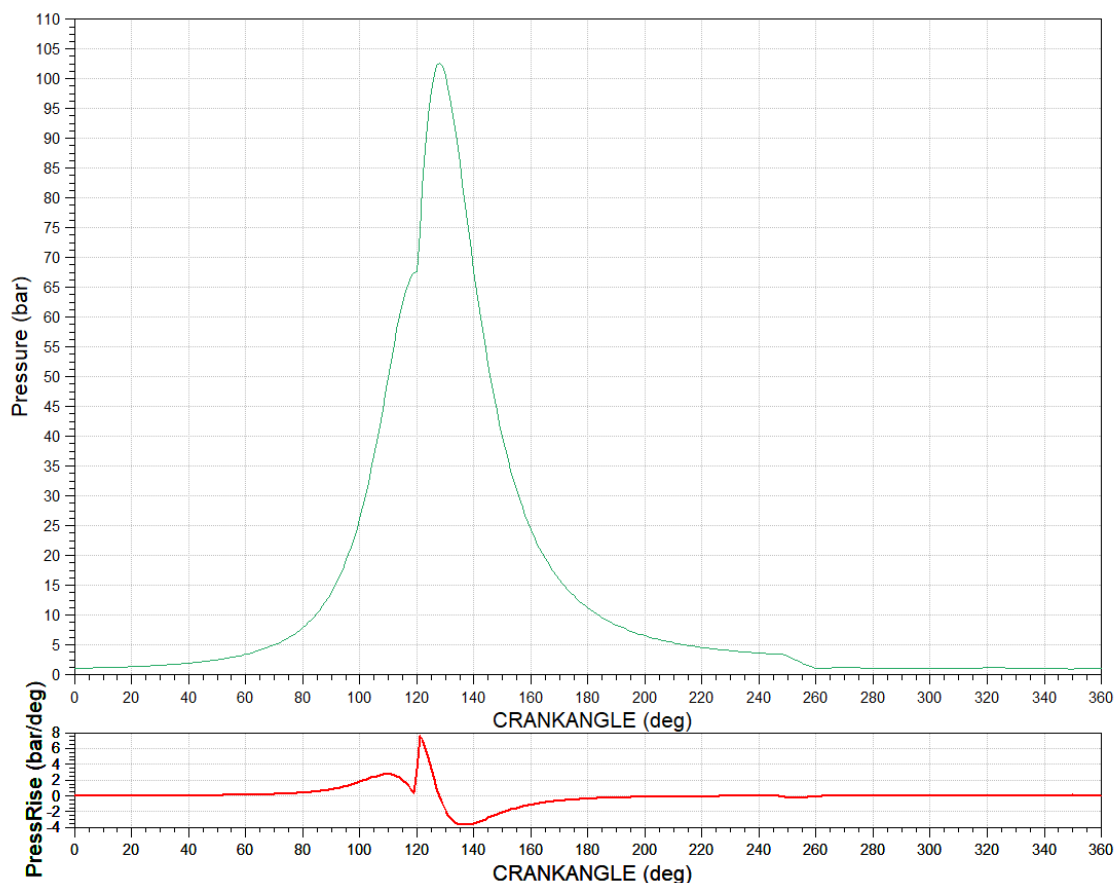


Рис. 4.18 - Моделювання робочого процесу ГД 6G70ME-C9.2 (Навантаження 25%)

Таблиця 4.14 – Розрахунок при навантаженні ГД – 25 % (AVL Boost)

Engine Speed :	48.8 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power :	4758 kW					
CYLINDERS: Average Values						
Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5	Cyl. 6
Firing TDC [deg]	0.00	240.00	120.00	180.00	60.00	300.00
Bore [mm]	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00
Conrodl. [mm]	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00
Combustion Data:						

Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Peak Fir.Pres. [bar]	104.89	104.08	104.66	104.71	104.26	104.78
at Crankangle [deg]	7.85	7.92	7.87	7.94	7.82	8.06
Peak Pres.Rise[bar/deg]	7.88	8.34	7.62	8.16	7.68	8.59
at Crankangle [deg]	0.86	0.92	0.94	1.06	1.06	1.29
Performance:						

IMEP [bar]	7.8130	7.7980	7.9574	7.7283	7.9366	7.4940
SFC [g/kWh]	180.0350	180.9126	180.6615	180.1935	180.8716	180.8040
Polytropic Coeff. [-]	1.3749	1.3765	1.3730	1.3695	1.3694	1.3759

Таблиця 4.15 – Вимірювання при навантаженні 50% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт
50 %	61.5	8553

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, P _z , бар	142.4	142.8	141.7	142.4	143.5	141.8	142.4
Тиск стиснення, P _c , бар	109.7	112.3	110.3	110.4	110.1	110.6	110.6
Індекс ECU	65	65	65	65	65	65	65
Температура випускних газів, °C	249	243	265	268	247	268	256.7

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
171.87	34	1.3	10030	338	213

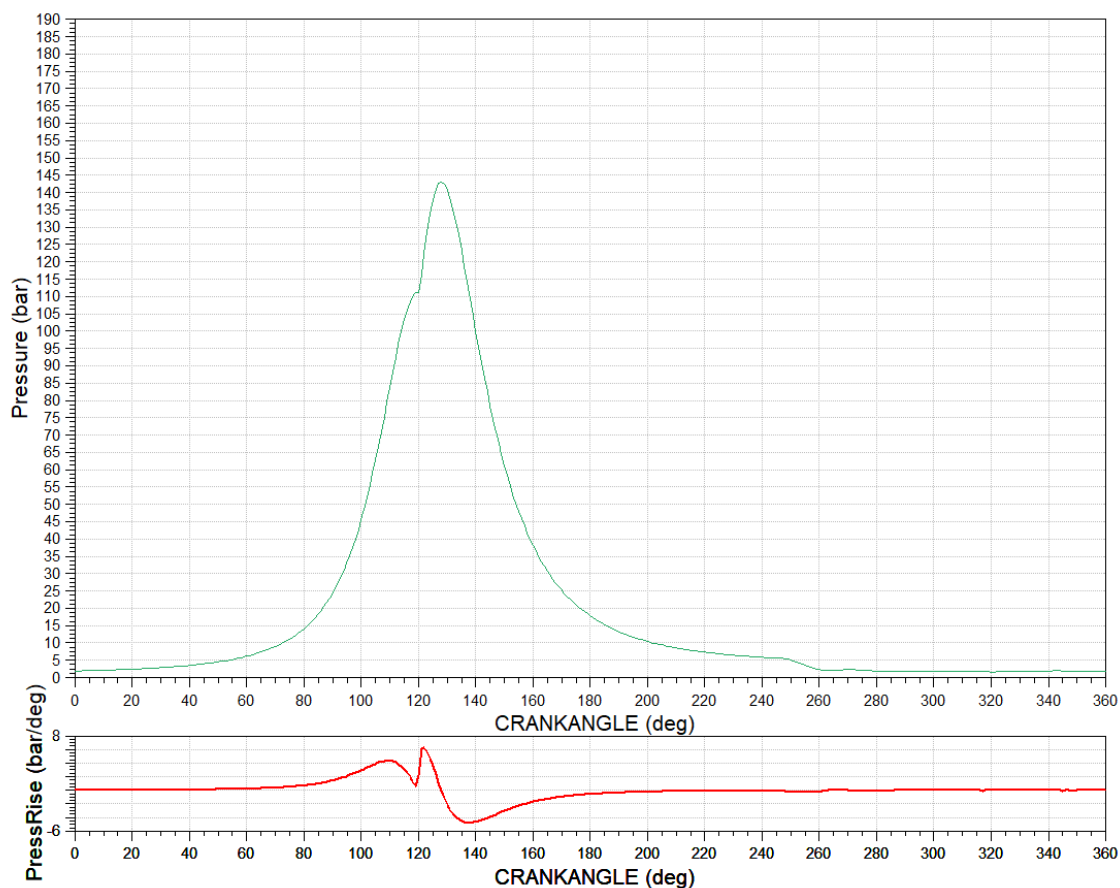


Рис. 4.19 - Моделювання робочого процесу ГД 6G70ME-C9.2 (Навантаження 50%)

Таблиця 4.16 – Розрахунок при навантаженні ГД – 50 % (AVL Boost)

Engine Speed :	61.5 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power :	9503 kW					
CYLINDERS: Average Values						
Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5	Cyl. 6
Firing TDC [deg]	0.00	240.00	120.00	180.00	60.00	300.00
Bore [mm]	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00
Conrodl. [mm]	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00
Combustion Data:						

Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Peak Fir.Pres. [bar]	142.77	142.64	142.12	142.26	142.61	142.62
at Crankangle [deg]	7.90	7.86	7.88	8.07	8.07	8.10
Peak Pres.Rise[bar/deg]	6.39	6.38	6.44	6.53	6.49	6.56
at Crankangle [deg]	1.29	1.67	1.31	1.49	1.38	1.49
Performance:						

IMEP [bar]	12.6358	12.5292	12.5242	12.5190	12.4383	12.5594
SFC [g/kWh]	171.0897	171.5007	171.5671	171.6366	171.7214	171.0985
Polytropic Coeff. [-]	1.3717	1.3706	1.3709	1.3731	1.3728	1.3734

Таблиця 4.17 – Вимірювання при навантаженні 75% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт
75 %	70.4	12830

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, Pz, бар	164.1	162.7	165.1	164.9	166.1	162.8	164.3
Тиск стиснення, Pc, бар	134.5	134.2	135.6	135.3	134.8	136.0	135.1
Індекс ECU	83	83	83	83	83	83	83
Температура випускних газів, °C	327	300	331	322	311	329	320

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
169.3	38	2.4	12424	386	214

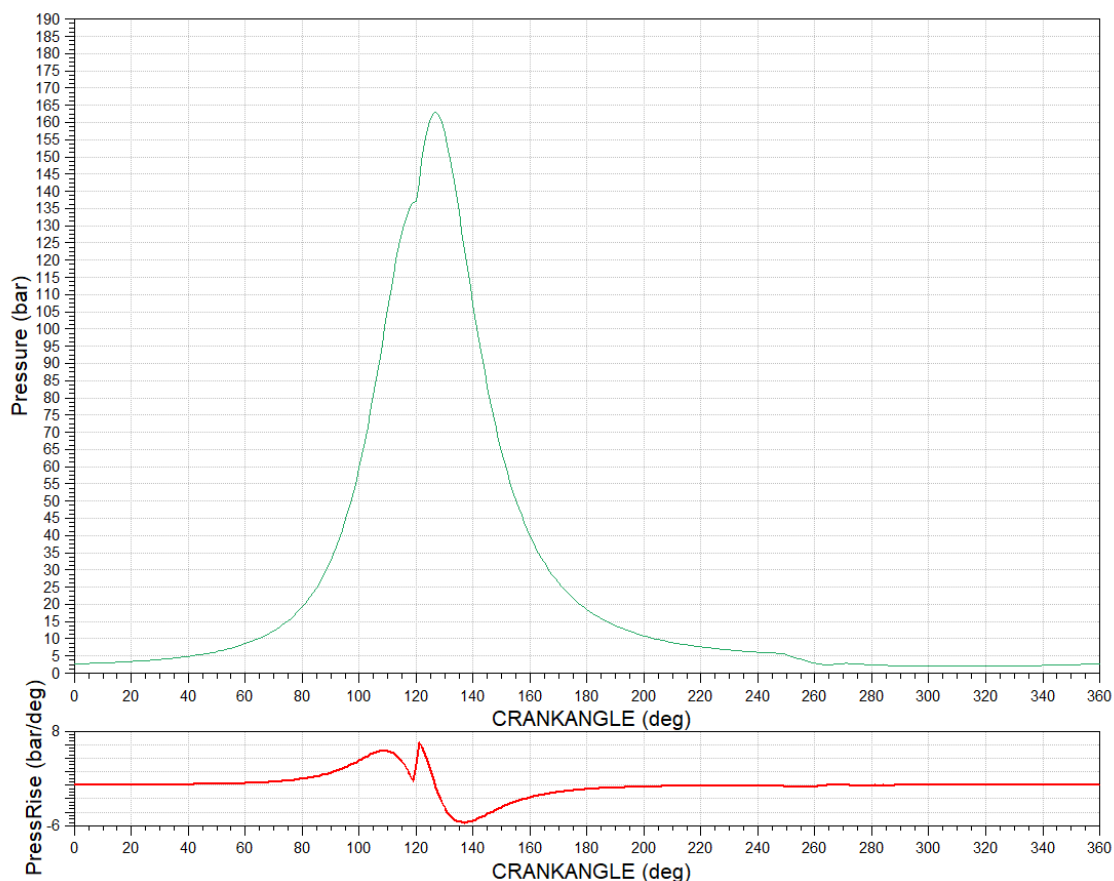


Рис. 4.20 - Моделювання робочого процесу ГД 6G70ME-C9.2 (Навантаження 75%)

Таблиця 4.18 – Розрахунок при навантаженні ГД – 75 % (AVL Boost)

Engine Speed :	70.4 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power :	13795 kW					
CYLINDERS: Average Values						
	Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5 Cyl. 6
Firing TDC [deg]		0.00	240.00	120.00	180.00	60.00 300.00
Bore [mm]		700.00	700.00	700.00	700.00	700.00 700.00
Stroke [mm]		3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00 3256.00
Conrodl. [mm]		3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00 3272.00
Combustion Data:						

Combustion Char.		Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe Vibe
Comb.start [deg]		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00 0.00
Comb.dur.1 [deg]		70.00	70.00	70.00	70.00	70.00 70.00
Peak Fir.Pres. [bar]		163.82	164.28	163.97	164.11	163.91 163.85
at Crankangle [deg]		6.82	6.90	6.70	7.01	6.93 6.89
Peak Pres.Rise[bar/deg]		6.48	6.45	6.45	6.54	6.46 6.48
at Crankangle [deg]		1.06	0.87	1.06	1.07	0.94 1.21
Performance:						

IMEP [bar]	15.7653	15.7095	15.7426	15.6884	15.6927	15.7346
SFC [g/kWh]		170.9342	170.7482	170.2644	170.0577	170.9946 170.3810
Polytropic Coeff. [-]		1.3678	1.3677	1.3670	1.3681	1.3679 1.3682

Таблиця 4.19 – Вимірювання при навантаженні 100 % (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт
100 %	77.5	17106

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, P _z , бар	179.8	181.1	181.3	181.5	179.9	179.6	180.5
Тиск стиснення, P _c , бар	165.0	166.2	165.6	165.8	164.8	165.6	165.5
Індекс ECU	100	100	100	100	100	100	100
Температура випускних газів, °C	373	360	388	379	375	383	376.3

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
173.62	43	3.2	13696	452	240

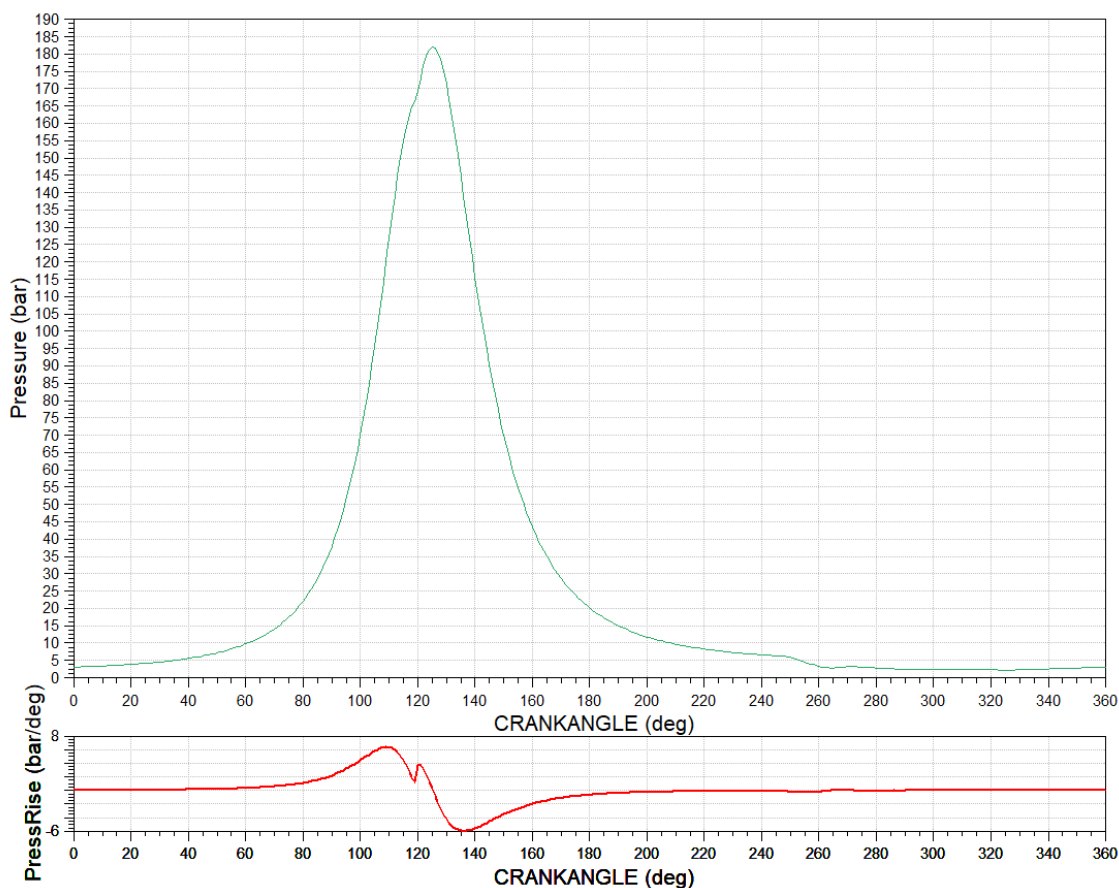


Рис. 4.21 - Моделювання робочого процесу ГД 6G70ME-C9.2 (Навантаження 100%)

Таблиця 4.20 – Розрахунок при навантаженні ГД – 100 % (AVL Boost)

Engine Speed :	77.5 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power :	18393 kW					
CYLINDERS: Average Values						
Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5	Cyl. 6
Firing TDC [deg]	0.00	240.00	120.00	180.00	60.00	300.00
Bore [mm]	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00
Conrodl. [mm]	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00
Combustion Data:						

Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Peak Fir.Pres. [bar]	181.39	181.69	181.11	181.83	181.07	181.16
at Crankangle [deg]	5.42	5.56	5.23	5.67	5.56	5.42
Peak Pres.Rise[bar/deg]	6.13	5.99	6.39	5.78	5.97	6.10
at Crankangle [deg]	-10.83	-10.77	-10.78	-11.40	-11.00	-11.07
Performance:						

IMEP [bar]	18.7927	18.7302	18.8204	18.6418	18.7057	18.7210
SFC [g/kWh]	173.5358	173.4456	173.1365	173.7465	173.8034	173.5791
Polytropic Coeff. [-]	1.3647	1.3652	1.3663	1.3634	1.3643	1.3642

Таблиця 4.21 – Вимірювання при навантаженні 110% (Sea trials)

Навантаження	Оберти двигуна, об/хв	Ефективна потужність, кВт
110 %	80	18817

Циліндр, №	1	2	3	4	5	6	Середня величина
Максимальний тиск згоряння, P _z , бар	185.5	186.0	184.2	184.7	186.6	183.8	185.1
Тиск стиснення, P _c , бар	173.1	172.6	172.1	172.5	171.4	172.3	172.3
Індекс ECU	106	106	106	106	106	106	106
Температура випускних газів, °C	410	408	425	408	408	422	413.5

Питома витрата палива, г/кВт·ч	Температура повітря перед циліндрами, °C	Тиск повітря перед циліндрами, бар	Оберти турбіни, об/хв	Температура (випускних газів) перед турбіною, °C	Температура (випускних газів) після турбіни, °C
176.33	46	3.5	14217	488	273

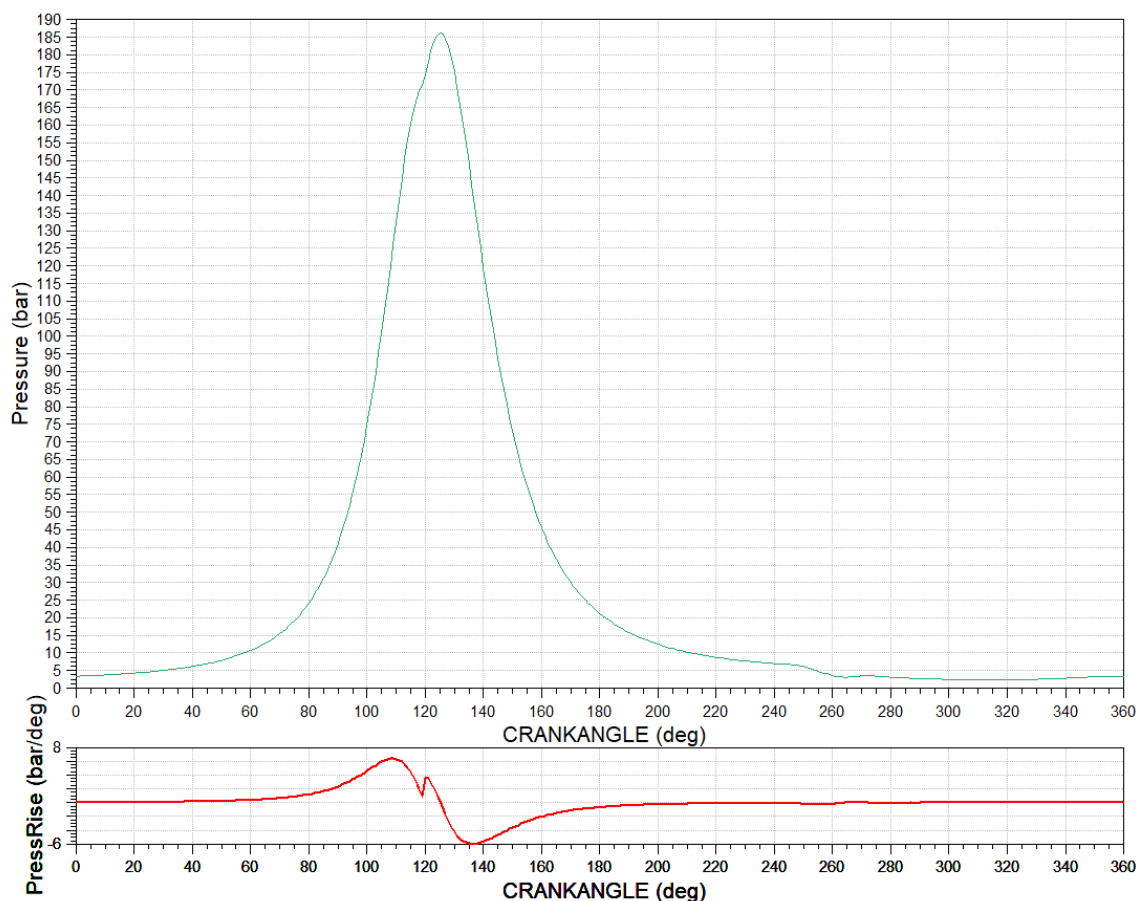


Рис. 4.22 - Моделювання робочого процесу ГД 6G70ME-C9.2 (Навантаження 110%)

Таблиця 4.22 – Розрахунок при навантаженні ГД – 110 % (AVL Boost)

Engine Speed :	80 rpm					
Calculation mode:	BOOST Single					
Cycle Duration:	360.00 degrees					
Indicated Power :	19807 kW					
CYLINDERS: Average Values						
Total Engine	Cyl. 1	Cyl. 2	Cyl. 3	Cyl. 4	Cyl. 5	Cyl. 6
Firing TDC [deg]	0.00	240.00	120.00	180.00	60.00	300.00
Bore [mm]	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00	700.00
Stroke [mm]	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00	3256.00
Conrodl. [mm]	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00	3272.00
Combustion Data:						

Combustion Char.	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe	Vibe
Comb.start [deg]	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00	-1.00
Comb.dur.1 [deg]	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00	70.00
Peak Fir.Pres. [bar]	185.10	186.22	186.14	185.92	185.87	185.95
at Crankangle [deg]	5.35	5.41	5.19	5.60	5.43	5.36
Peak Pres.Rise[bar/deg]	6.12	6.00	6.41	5.77	5.96	6.09
at Crankangle [deg]	-11.96	-11.61	-11.05	-11.07	-11.11	-11.09
Performance:						

IMEP [bar]	19.7036	19.6694	19.7841	19.5326	19.6187	19.62509
SFC [g/kWh]	176.8349	176.3378	176.6614	176.3819	176.0902	176.9962
Polytropic Coeff. [-]	1.3618	1.3625	1.3643	1.3589	1.3609	1.3604

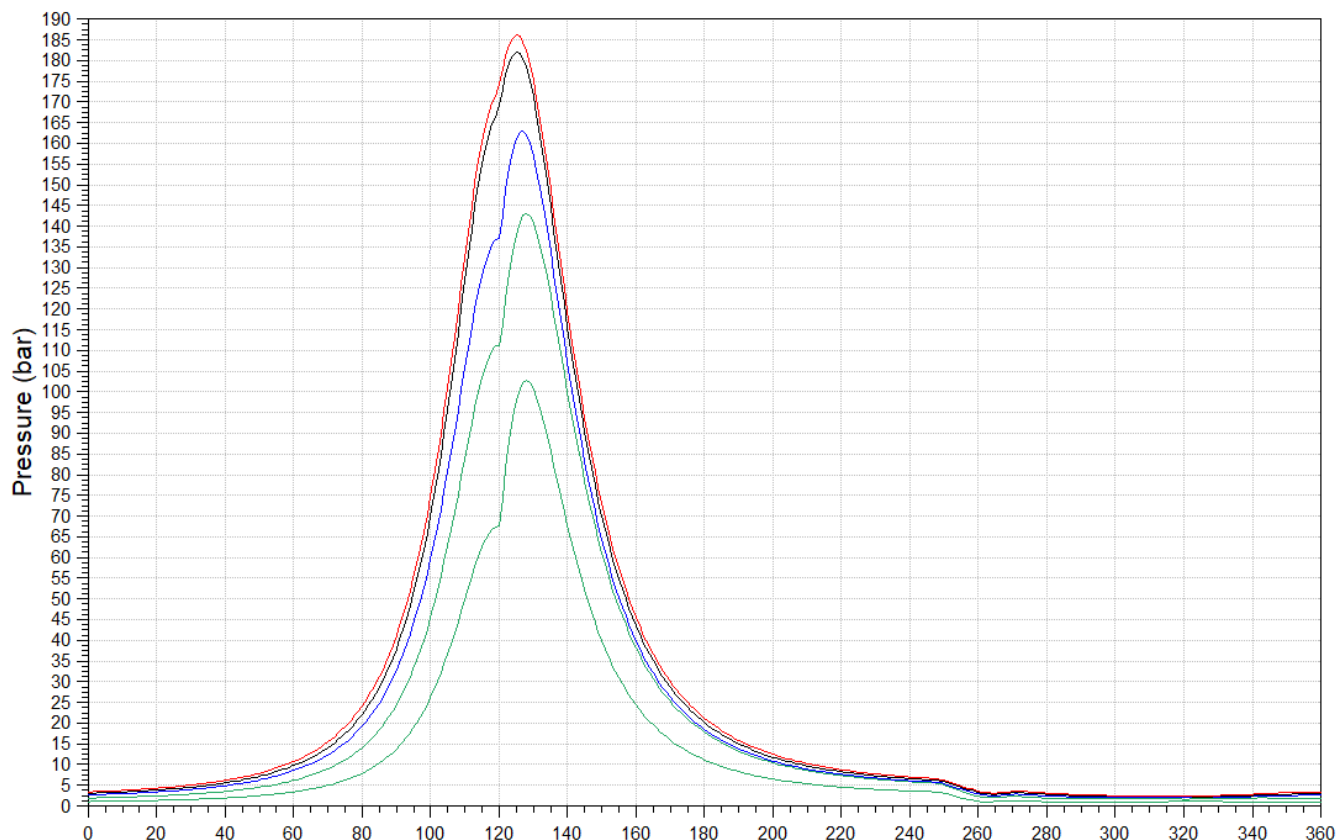


Рис. 4.23 - Моделювання робочого процесу двигуна 6G70ME-C9.2 (На режимах навантаження 25,50,75,100,110%)

Докладні вихідні дані ходових випробувань дозволили здійснити моделювання на п'яти навантажувальних режимах, причому для всіх розрахункових параметрів похибка не перевищувала 2,5-3 %. З цього робимо висновок, що модель адекватна і її можна використовувати для всіх часткових режимів роботи двигуна.

4.4 Перевірка ефективності розроблених методів за допомогою математичної моделі

При проведенні аналізу даних морських випробувань і результатів параметричної діагностики робочого процесу необхідно вирішувати задачу зіставлення даних реального робочого процесу і результатів математичного моделювання. Це дозволяє виконати якісний аналіз ефективності роботи циліндра, оцінити резерви його навантаження і знаходити оптимальне поєднання налаштувальних параметрів для ПА і МГР.

Індиціювання двигунів та аналіз індикаторних показників робочого процесу проводився за допомогою системи діагностування DEPAS D4.0H., в яку були впроваджені методи дисертаційного дослідження.

4.4.1 Співставлення результатів індиціювання з математичною моделлю робочого процесу для МОД распредвального типу MAN B&W 6S70MC-C.8.1



Рис. 4.24 - Балкер capesize “FMG GRACE”



Рис. 4.25 – ГД MAN B&W 6S70MC-C.8.1 встановлений на балкері capesize “FMG GRACE”

Дизель MAN B&W 6S70MC-C.8.1 встановлений на балкері capesize "FMG GRACE" дедвейтом 205236 мт і потужністю 17500 кВт було проіндицьовано на переході порт Циндао (Китай) - порт Хедланд (Австралія) в 2018 р.

Індиційовання дизеля проводилося для перевірки основних робочих параметрів, якості ремонту, оцінка потужності і витрати палива на основних експлуатаційних режимах. Запис індикаторних діаграм і виконання моделювання робочого процесу в режимі реальної експлуатації [5. 6] дозволило визначити параметри робочого процесу на часткових режимах.

В ході випробувань була виконана параметрична діагностика роботи всіх циліндрів головних дизелів, включаючи діагностику паливної апаратури високого тиску, механізму газорозподілу і циліндропоршневої групи. Для визначення параметрів робочого процесу використовувалась система комп'ютерного діагностування DEPAS D4.0H, в яку впроваджені всі алгоритми нових методів дисертаційної роботи. Система розроблена на кафедрі «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» Одеського національного морського університету [46].

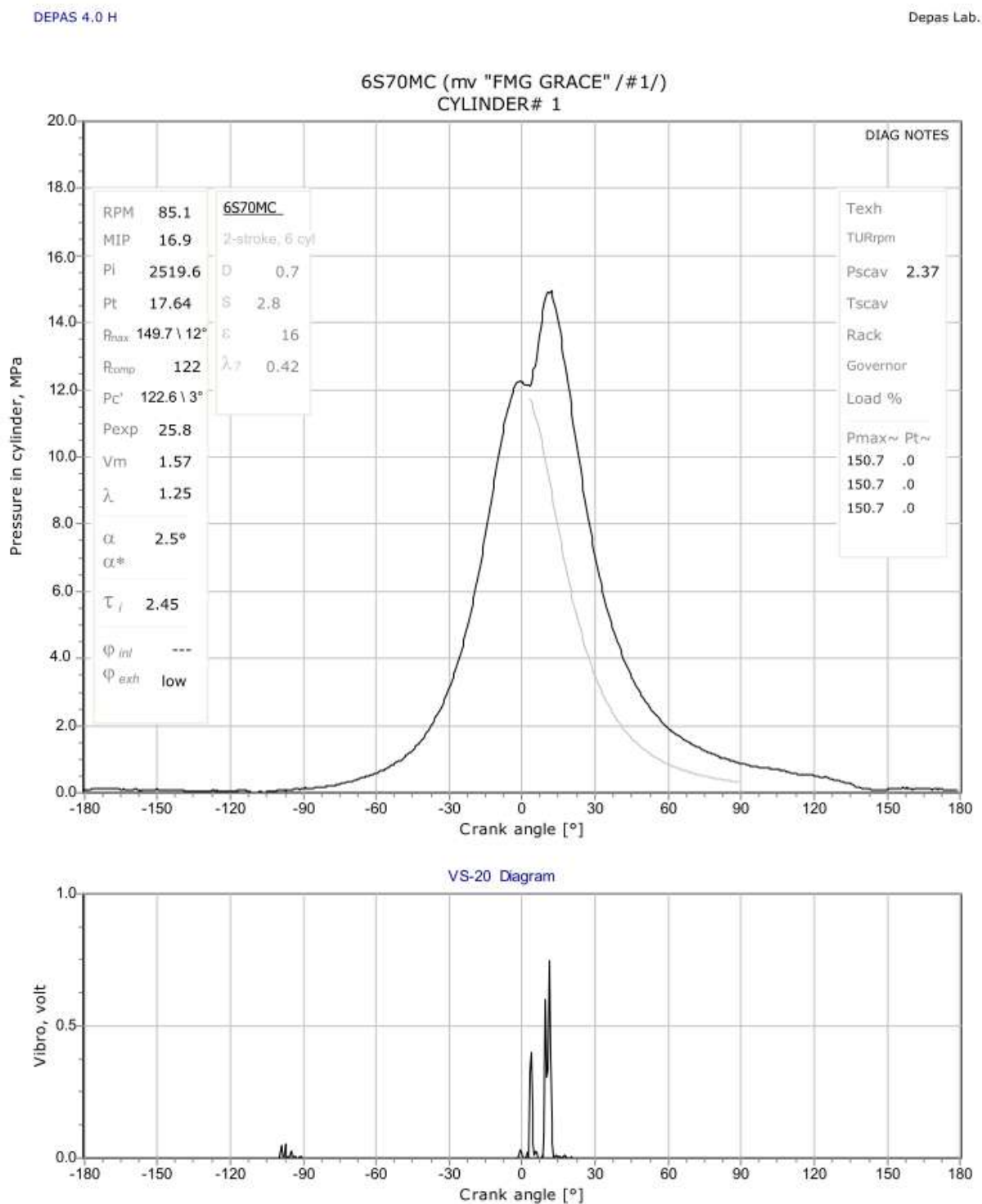


Рис. 4.26 – Результати індиціювання балкера capesize “FMG GRACE” на навантаженні 85 %

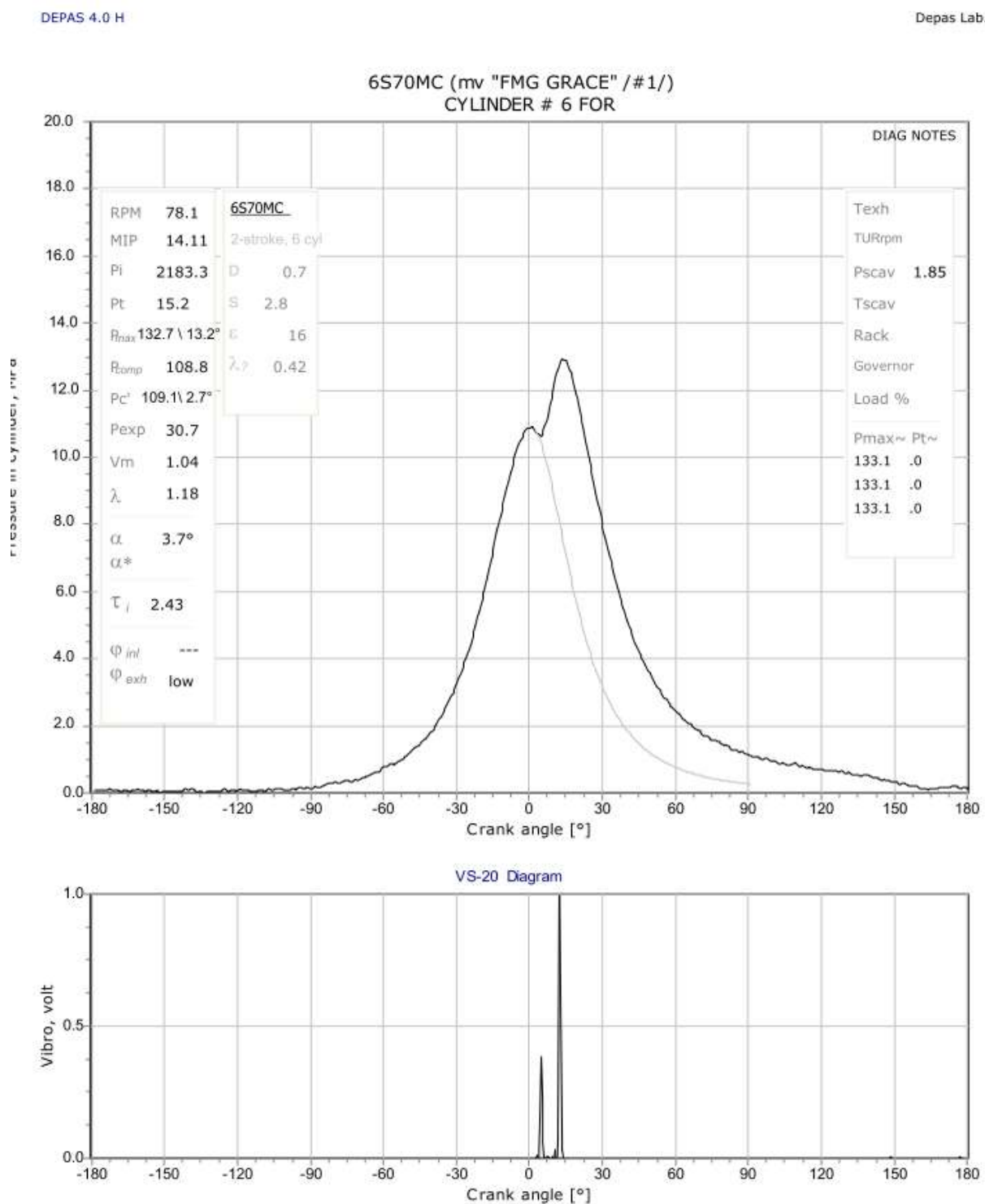


Рис. 4.27 – Результати індикювання балкера capesize “FMG GRACE” на навантаженні 69 %

Таблиця 4.23 – Зведена таблиця робочих параметрів дизеля 6S70MC-C.8.1

	Навантаження 69 %			Навантаження 85 %		
	Дані отримані за допомогою розроблених методів	Дані Sea trials (по адаптивній моделі)	$\delta, \%$	Дані отримані за допомогою розроблених методів	Дані Sea trials (по адаптивній моделі)	$\delta, \%$
$N_i, \text{кВт}$	2183,3	2229,1	2,14	2519,6	2567,4	1,92
$MIP, \text{бар}$	14,11	13,86	-1,73	16,9	16,62	-1,61
$P_{max}, \text{бар}$	132,7	130,89	-1,81	149,7	148,16	-1,54
$P_{comp}, \text{бар}$	108,8	109,8	0,94	122,0	123,3	1,12
$P_c', \text{бар}$	109,1/ 2,7°	110,3/ 3,2°	1,1/0,5°	122,6/ 3°	123,8/ 3,3°	1,05/0,3°
$\tau_i, \text{мс}$	2,43	2,441	0,48	2,46	2,47	0,44

За результатами індиціювання ГД MAN B&W 6S70MC-C.8.1 балкера "FMG Grace" [5. 6, 62] при проведенні діагностичних випробувань на режимах роботи при навантаженні 69%, 85%, складена зведена таблиця робочих параметрів дизеля (табл. 4.23). Аналіз даних адаптивної моделі і результатів індиціювання показав, що відносна похибка визначення значення головного діагностичного параметру N_i , не перевищує 2,5 % в інтервалі експлуатаційних навантажень дизеля від 25 до 100%. Значення таких параметрів робочого процесу, як P_{comp} і P_c' мають більш низькі значення в порівнянні з даними здавальних випробувань. Значення P_{max} і MIP мають більш високі значення. Низькі значення відносної похибки δ ($\delta < 3\%$ на режимах від 25 до 100% навантаження), отримані при визначенні основних діагностичних параметрів завдяки новим методам, розробленим в дисертаційному дослідженні, свідчать про їх ефективність в експлуатації.

4.4.2 Співставлення результатів індиціювання з математичною моделлю робочого процесу для МОД електронно керованого типу MAN B&W 6G70ME-C.9.2



Рис. 4.28 - Балкер capesize “MINERAL YANGFAN”

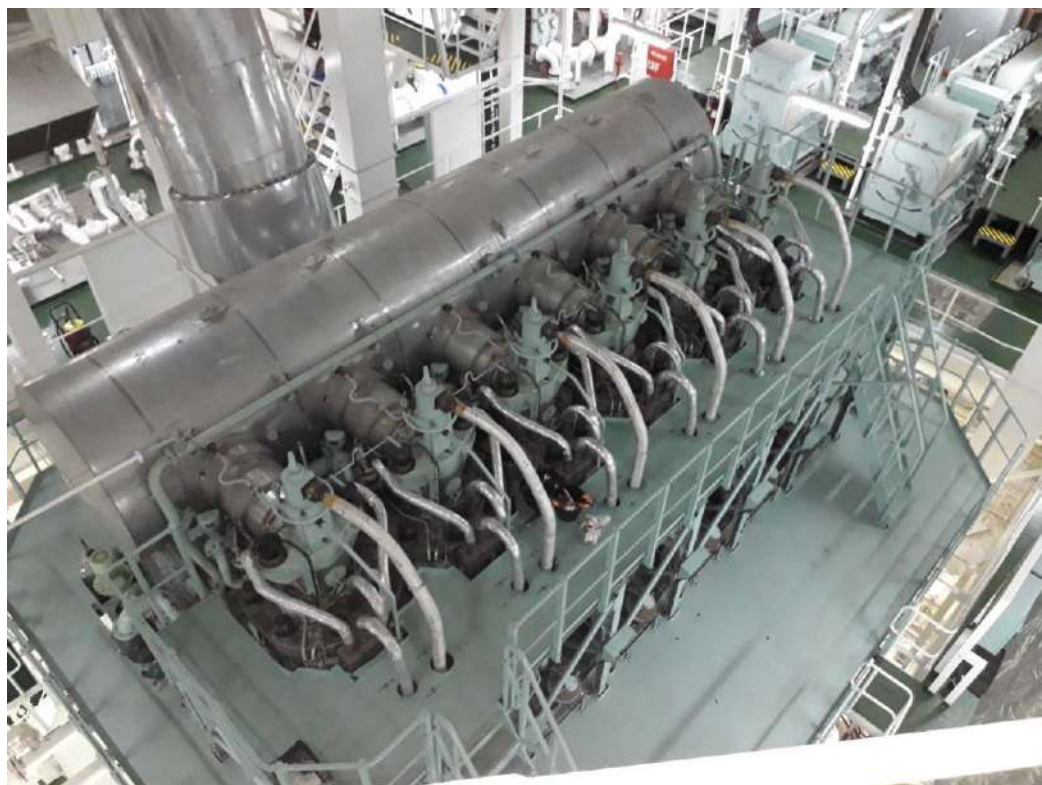


Рис. 4.29 – ГД 6G70ME-C.9.2 на балкері capesize “MINERAL YANGFAN”

Дизель MAN B&W 6G70ME-C.9.2 встановлений на балкері capesize "MINERAL YANGFAN" дедвейтом 206391 мт. і потужністю 17106 кВт було проіндицьовано на переході порт Валькот (Австралія) - порт Кашима (Японія) в 2019 р.

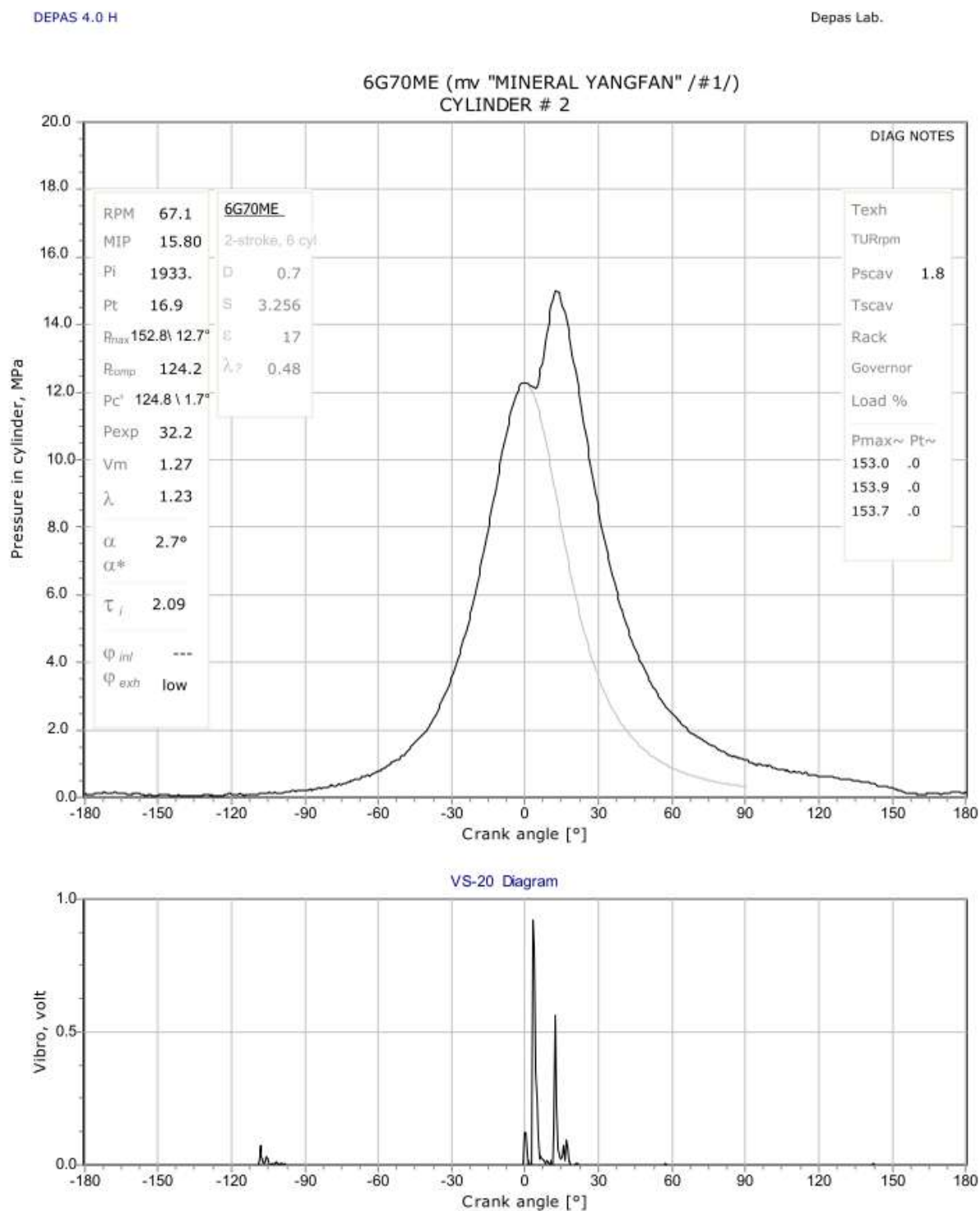


Рис. 4.30 – Результати індицьовання балкера capesize “MINERAL YANGFAN ” на навантаженні 70 %

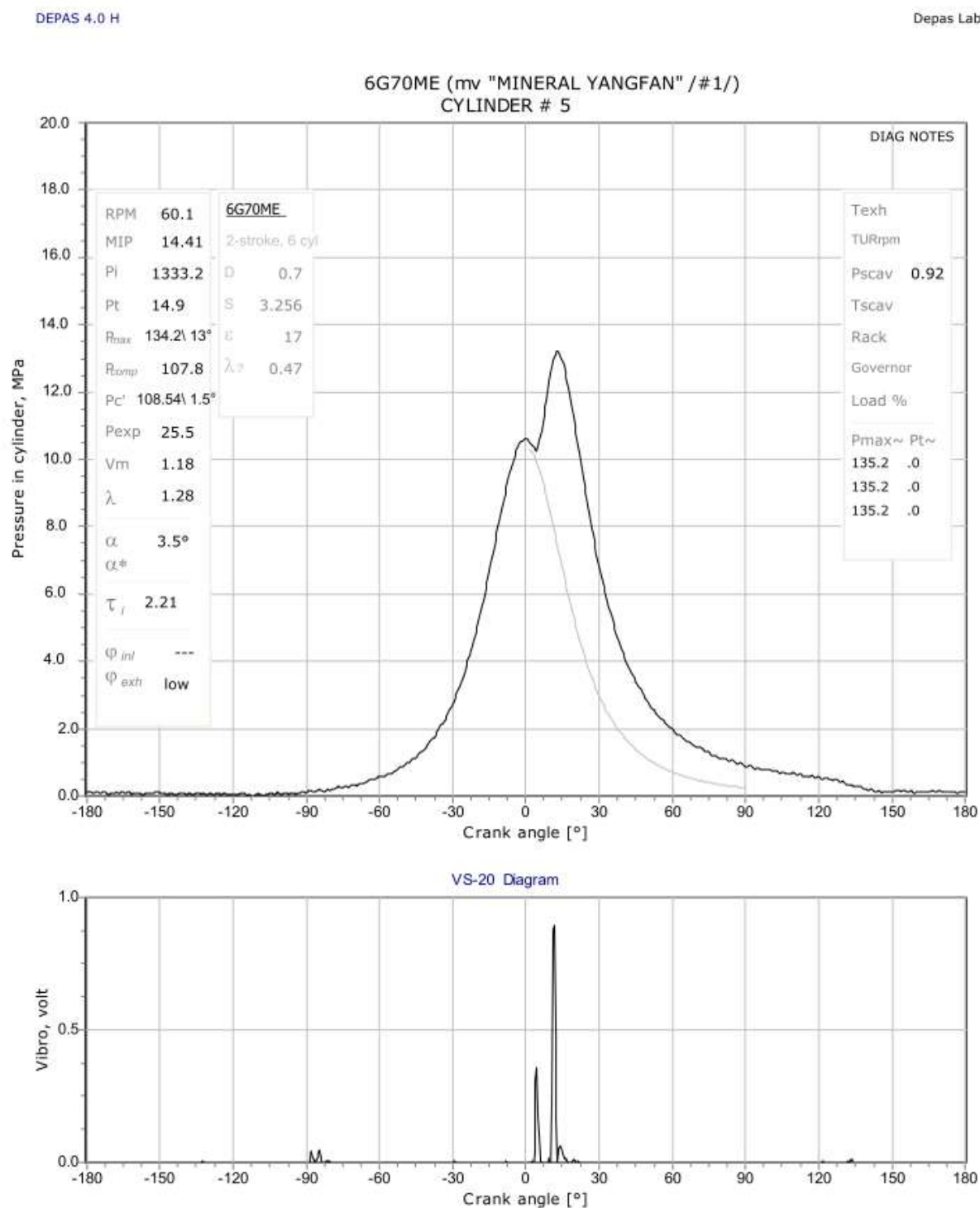


Рис. 4.31 – Результати індиціювання балкера capsize “MINERAL YANGFAN ” на навантаженні 47 %

Таблиця 4.24 – Зведена таблиця робочих параметрів дизеля MAN B&W 6G70ME

	Навантаження 47 %			Навантаження 70 %		
	Дані отримані за допомогою розроблених методів	Дані Sea trials (по адаптивній моделі)	$\delta, \%$	Дані отримані за допомогою розроблених методів	Дані Sea trials (по адаптивній моделі)	$\delta, \%$
$N_i, \text{кВт}$	1333,2	1307,2	1,95	1933,0	1967,8	1,8
$MIP, \text{бар}$	14,41	14,19	-1,51	15,8	15,57	-1,45
$P_{\text{max}}, \text{бар}$	134,2	135,8	1,22	152,8	154,85	2,05
$P_{\text{comp}}, \text{бар}$	107,8	106,6	1,05	124,2	125,7	1,25
$P_c', \text{бар}$	108,5/ 1,5°	109,7/ 1,9°	1,1/0,4°	124,8/ 1,7°	123,6/ 2,2°	-1,15/0,5°
$\tau_i, \text{мс}$	2,12	2,13	0,41	2,46	2,25	2,26

За результатами індиціювання ГД MAN B&W 6G70ME-C.9.21 балкера "MINERAL YANGFAN" при проведенні діагностичних випробувань на режимах роботи при навантаженні 47%, 70%, складена зведена таблиця робочих параметрів дизеля (табл. 4.24). Аналіз даних адаптивної моделі і результатів індиціювання показав, що відносна похибка визначення значення головного діагностичного параметру N_i , теж не перевищує 2,5 % в інтервалі експлуатаційних навантажень дизеля від 25 до 110%. Значення таких параметрів робочого процесу, як P_{max} , P_{comp} і P_c' мають більш низькі значення в порівнянні з даними здавальних випробувань. Значення MIP мають більш високі значення. Низькі значення відносної похибки δ ($\delta < 3\%$ на режимах від 25 до 110% навантаження), отримані при визначенні основних діагностичних параметрів завдяки новим методам, розробленим в дисертаційному дослідженні, свідчать про їх ефективність в експлуатації.

Висновки по четвертому розділу

1. Виконання математичного моделювання робочого процесу дозволяє проаналізувати ефективність поточного режиму експлуатації транспортного дизеля, зробити оцінку резерву його навантаження і визначати оптимальне поєднання налагоджувальних параметрів ПА і МГР.

2. За допомогою математичної моделі можна проаналізувати вплив експлуатаційних факторів на основні параметри робочого процесу.

3. Для розрахунку тепловиділення обрано трифазний метод В.С. Семенова - В.І. Квятковського, який є альтернативою однофазному методу І.І. Вібе. У цьому випадку досягається більш висока точність побудови моделі і може бути врахований багатозафазне впроскування палива.

4. Виконання моделювання робочого процесу в режимі реальної експлуатації дозволяє уточнити витрату палива і провести оцінку стану основних вузлів двигуна.

5. Впроваджені в систему DEPAS алгоритми розрахунку основних діагностичних параметрів MIP , Ni , P_c' , τ_i , забезпечують визначення цих величин з мінімальними похибками, зазначеними в пунктах новизни.

6. Розроблені методи допомагають виробляти точне діагностування в режимі експлуатації і реального часу.

7. Співставлення результатів розрахунку значення MIP , Ni , P_c' , τ_i , в програмному середовищі AVL BOOST з результатами, отриманими при індиціюванні за допомогою системи DEPAS з представленими методами показують, що на основних експлуатаційних режимах двигунів 6S70MC і 6G70ME відносна похибка δ визначення MIP , Ni , P_c' , τ_i не перевищує 2,35%.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні вирішена поставлена практикою наукова задача розробки методів визначення основних параметрів робочого процесу, найбільш значущих для здійснення діагностичного контролю технічного стану транспортних дизелів в експлуатації. Представлені нові рішення задач визначення фази початку згоряння, затримки самозаймання палива, частоти обертання колінчастого валу, середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності.

Отримані в роботі наукові та практичні результати дозволяють зробити наступні висновки.

1. Аналіз показав, що визначення основних параметрів робочого процесу транспортних дизелів, які є значущими для достовірної діагностики технічного стану, потребує доопрацювання і вдосконалення. Перед аналізом індикаторних діаграм і їх похідних першого і другого порядку необхідно застосувати цифрову фільтрацію даних на базі швидкого перетворення Фур'є.

2. Вперше розроблено метод розрахунку фази початку згоряння в циліндрі транспортного дизеля по максимуму другої похідної індикаторної діаграми із застосуванням фільтра низьких частот *Butterworth*, який дозволяє забезпечити абсолютну похибку менше 0,5 градуса повороту колінчастого валу.

3. Вперше запропоновано метод визначення затримки самозаймання палива в робочому циліндрі, що використовує фазу початку згоряння в циліндрі і фазу переднього фронту вібродіаграми форсунки, визначену за максимумом першої похідної вібродіаграми. Використано різні діаграми – індикаторна і вібродіаграма, причому фаза початку згоряння визначена за методом, вказаним вище, а фаза підйому голки визначена по максимуму першої похідної відповідного фронту вібродіаграми. З урахуванням допущення про те, що основна фаза початку впорскування доводиться на момент повного підйому голки форсунки, вказаний метод дає відносну похибку у визначенні затримки запалення до 3%.

4. Метод розрахунку частоти обертання колінчастого валу удосконалений шляхом визначення періоду робочого циклу між центрами інтервалів фази закриття впускних клапанів і фази початку згоряння. Такий метод дозволяє з низькою відносною похибкою (менше 1%) визначати частоту обертання на кожному циклі двигуна і здійснювати оцінку циклової нерівномірності обертання колінчастого валу, що в подальшому дозволяє підвищити точність визначення індикаторної потужності за відносною похибкою до 2,5%. На відміну від існуючих, запропонований метод не залежить від циклової нерівномірності фази максимального тиску згоряння.

5. Удосконалено метод визначення середнього індикаторного тиску в робочому циліндрі шляхом визначення площ елементарних ділянок індикаторної діаграми для розрахунку середніх тисків на них. На відміну від існуючих, удосконалений метод не залежить від частоти дискретизації запису індикаторних діаграм. Для випадків, коли запис індикаторних діаграм робочого процесу здійснюється з кроком більше 1 градуса повороту колінчастого валу, метод знижує відносну похибку розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності до 2,5%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Семенов В. С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В. С. Семенов. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1991. – 112 с.
2. Варбанец Р.А. Интернет-мониторинг эксплуатационных режимов судовой энергетической установки / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Вісник Одеського національного морського університету, 2011. - №32. - С.123-127
3. Нейман К. Двигатели внутреннего сгорания / Нейман К. – М.: ОНТИ, 1936. – 203 с.
4. Гончар Б. М. Уточненный способ расчета и построения индикаторной диаграммы дизеля / Тр. ЦНИДИ, вып. 25. М.: Машгиз, 1954.
5. Самсонов Е. П. Расчет индикаторной диаграммы двигателя с камерой в поршне / Тр. ЦНИДИ, вып. 4.Л.: Машгиз, 1962.
6. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 271 с.
7. Нейман К. Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле / Двигатели внутреннего сгорания / М.: Машгиз, 1938.
8. Иноземцев Н.В. Физико-химическое исследование процесса сгорания в быстроходных дизелях / Дизелестроение, 1937.
9. Иноземцев Н.В. Исследование и расчет рабочего процесса авиационного двигателя / М.: Оборонгиз, 1941.
10. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / М.: Машгиз, 1950.
11. Акулов Н. С. Теория цепных процессов / М.: Гостехтеориздат, 1951.

12. Семенов Н. Н. Дискуссия “О некоторых вопросах теории цепных реакций” / ЖФХ, 1953.
13. Гроза В. Ф. Исследование влияния закона подачи топлива на работу быстроходного дизеля / Автореферат кандидатской диссертации, Харьков, 1956.
14. Астахов Н. В. Закон подачи топлива, как фактор повышения надежности и ресурса быстроходного дизеля / Энергомашиностроение, 1956.
15. Lyn W. T. Einige probleme der Verbrennung in Dieselmotoren / MTZ, 1966.
16. Крук Б. А. Предпосылки к расчету системы дизель-топливоподающая аппаратура / Тр. ЦНИТА, 1963.
17. Жуков В. П. Исследование процессов впрыска, тепловыделения и их связи на примере судовых среднеоборотных дизелей ряда ЧН 25/34 / Автореферат кандидатской диссертации, Николаев, 1977.
18. Кукис В. С. Некоторые вопросы аппроксимации линии сгорания в дизелях / В сб. науч.-исслед. работ Алтайского с.-х. ин-та, 1966.
19. Квятковский В. И., Семенов В. С. Обобщенные зависимости для расчета динамики тепловыделения в дизелях с непосредственным впрыском топлива / В. И. Квятковский, В. С. Семенов // Тр. НИИВТ. – Новосибирск, 1979. – Вып. 146. – С. 89 – 107.
20. Семенов В. С. Современные проблемы теории судовых дизелей (рабочий процесс и теплопередача). Тексты лекций. М.: В/О “Мортехинформреклама”, 1991.
21. Семенов В. С., Фомин Ю. Я., Меркт А. Р. Тепловой расчет судового дизеля на ЭВМ СМ-4. Методические указания по курсовому дипломному проектированию. Одесса: ОИИМФ, 1988.
22. Семенов В. С. Сучасні проблеми теорії суднових двигунів (рабочий процес). Методичні матеріали до дисциплін за вибором. Одеса, 1993.

23. TDC Sensor System for dynamic determination of the top dead centre position Type 2629B / www.kistler.com.
24. Pressure sensors [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kistler.ch>.
25. Варбанец Р. А. Стационарные системы диагностики рабочего процесса судовых дизелей NK-100, Kyma Diesel Analyzer / Р. А. Варбанец, В.Г. Ивановский // Проблемы техники: научно-технический журнал. Хмельницкий национальный университет. – 2006. – № 1. – С. 91-102.
26. Варбанец Р. А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей / Р. А. Варбанец // Судоходство. – 2004. – № 6. – С. 24-27.
27. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей: [учебник для вузов] / Камкин С. В. Возницкий И. В., Шмелев В. П. – М. : Транспорт, 1990. – 344 с.
28. AUTRONICA Perfomance Analysing System (MIP Calculator) NK-100. Final Documentation. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.and-group.net>.
29. Системы NK-100, NK-200 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.cix.co.uk/~autronica-offshore>.
30. Kyma Diesel Analyzer (MIP) [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://www.kyma.no>.
31. PREMET Electronic Indicators [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lemag.de>.
32. Ивановский В. Г. Система разделенного мониторинга D3.2H, определение параметров рабочего процесса СДВС МАК М25 / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец // Збірник наукових праць. Вип.1(7). – Севастополь: Севастопольський ВМІ ім.П.С.Нахімова, 2005. С. 144-153 с.

33. Варбанец Р. А. Система разделенного мониторинга СДВС. / Р. А. Варбанець, В. Г. Івановський // Вісник Одеського національного морського університету. – 2002. – № 9. – С. 239 – 244.
34. Варбанец Р. А. Система разделенного мониторинга рабочего процесса СДВС / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, Ю. Н. Кучеренко // Науково-практична конференція НМТУ "СЭУ" : междунар. научн.-техн. конф., сентябрь 2003 г. : тезисы докл. – Николаев, 2003. – С. 233.
35. Варбанец Р. А. Структура и функциональные возможности системы разделенного мониторинга СДВС / Р. А. Варбанец // Восьмая международная конференция Российское судостроение и судоходство НЕВА-2005: междунар. научн.-техн. конф., сент. 2005 г. : тезисы докл. – СПб., 2005. – С. 54-57.
36. Варбанец Р. А. Система разделенного мониторинга 3.2Н, рабочий процесс МАК М25 / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Живучесть и безопасность на море : III международная научно-техническая конф., 25-27 мая 2005 г. : тезисы докл. – Севастополь, 2005. – С. 117-119, 228.
37. Варбанец Р. А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков, 2004. – № 2(5). – С. 138 – 141.
38. Malin 6000 manual [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.malin.co.uk>.
39. The Doctor manual [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.denkra.com>.
40. Neumann S., Varbanets R., Kyrylash O., Yeryganov O.V., Maulevych V.O. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data. Diagnostyka. 2019;20(2):19-26. <https://doi:10.29354/diag/104516>.

41. Кринецкий И. И. Основы научных исследований. / И. И. Кринецкий – К.: Г.И.И.О. «Вища школа», 1981. – 132 с.
42. Варбанец Р. А. Синхронизация данных при индицировании СДВС / Р. А. Варбанец // Збірник наукових праць. – Севастополь: Севастопольський ВМІ ім. П. С. Нахімова, 2005. – Вип. 2(8). – С. 255-258.
43. Emiliano Pipitone. The Experimental Validation of a New Thermodynamic Method for TDC Determination. Document Number: 2007-24-0052 / SAE 2008 World Congress, 2008, Detroit, Michigan.
44. Hribernik A. Statistical Determination of Correlation Between Pressure and Crankshaft Angle During Indication of Combustion Engines, SAE Paper № 982541.
45. Stas M. J. Thermodynamic Determination of T.D.C. in Piston Combustion Engines SAE Paper № 960610.
46. Brown W. L. Methods for Evaluating Requirements and Errors in Cylinder Pressure Measurement, SAE Paper. 670008.
47. Ивановский В. Г. Розробка методики моніторингу суднових дизелів із розподілом функцій / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец // Сучасні проблеми двигунобудування : междунар. научн.-техн. конф. Первомайського політехнічного інституту НУК, 2-3 червня 2005 р. : тези доп. – Первомайськ, 2005. – С. 15-17.
48. Варбанец Р. А. Система разделенного мониторинга СДВС / Р. А. Варбанец // Суднові енергетичні установки ОНМА. – 2005 – № 12. – С. 12-19.
49. Варбанец Р. А. Определение параметров рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г Ивановский // Вісник Одеського державного морського університету. – 2001. – № 6. – С. 192-209.

50. Варбанец Р. А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 / Р. А. Варбанец // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Харків, 2006. – № 8 (34). – С. 144-148.
51. Волков Е. А. Численные методы: [учебное пособие для вузов] / Е. А. Волков – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат., 1987. – 248 с.
52. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Библиотека судового механика: [учебное пособие] / И. В. Возницкий – СПб.: Транспорт, 2003. – 138 с.
53. Adam CHARCHALIS. Diagnostics Of Vessel Power Plants / Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej. DIAGNOSTYKA № 4(48), 2008. – 158 с.
54. Bartosz CZECHYRA. Representation Of Fuel Injection Process In A Vibration Signal Of A Diesel Engine / Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej. DIAGNOSTYKA № 4(48), 2008. – 158 с.
55. Sławomir OLSZOWSKI, Miłosz MARCZAK. Diagnostics of new generation diesel engines / Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej. DIAGNOSTYKA № 4(48), 2008. – 158 с.
56. Гаврилов В. С. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок / В. С. Гаврилов, С. В. Камкин, В. П. Шмелев. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
57. Варбанец Р. А. Диагностика рабочего процесса судовых двигателей внутреннего сгорания с определением фаз топливоподачи и газораспределения виброакустическим методом / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский // *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету*. – 2005. – Вип.2/ 2005(31). – С. 23 – 26.

58. Левин М. И. Состояние и перспективы технической диагностики дизелей / М. И. Левин, А. Г. Плоткин, А. С. Петров, А. А. Орлов // Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Транспорт, 1981. – С. 31 – 39.
59. Кулешов А. С. Оптимизация формы характеристики топливоподачи средне-оборотного дизеля / А. С. Кулешов, Г. Н. Мизернюк // Перспективы разв. комб. ДВС и двиг. новых схем и на новых топливах: всес. науч.-тех. конф., сент. 1987 г. : тезисы докл. – М. : МВТУ, 1987. – С. 50-51.
60. DEPAS manual [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.depas.odessa.ua>.
61. Варбанец Р. А. Определение характеристик топливоподачи судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, Ю. Н. Кучеренко // Судостроение. – 1999. – № 10. – С. 21-23.
62. Овсянников М. С. Судовые дизельные установки: справочник / М. С. Овсянников, В. А. Петров – Л.: Судостроение, 1986. – 422 с.
63. Варбанец Р. А. Определение характеристик топливоподачи судовых дизелей в эксплуатации / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, Ю. Н. Кучеренко // Судостроение. – 1999. – № 10. – С. 21-23.
64. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Библиотека судового механика: [учебное пособие] / И. В. Возницкий – СПб.: Транспорт, 2003. – 138 с.
65. Возницкий И. В. Судовые дизельные установки / И. В. Возницкий, Е. Г. Михеев – М.: Транспорт, 1985. – 308 с.
66. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И. В. Возницкий – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.

67. Рабочие процессы судовых дизелей / [И. В. Возницкий, С. В. Камкин, В. П. Шмелев, В. Ф. Осташенков]. – М.: Транспорт, 1979. – 206 с.
68. Васильев Б.В. Диагностирование технического состояния судовых дизелей / Б. В. Васильев и др. – М.: Транспорт, 1982. – 183 с.
69. Мозгалеvский А. В. Системы диагностирования судового оборудования: [учеб. пособие.] / А. В. Мозгалеvский, В. П. Калявин – Л.: Судостроение, 1987. – 224 с.
70. Бурышкин Л. П. Техническая эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л. П. Бурышкин – М.: Транспорт, 1970. – 112 с.
71. Стефановский Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцов и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
72. Hohenberg G. Berechnung des Grasseitigen warmenber-ganges in Dieselmotoren / MTZ, 1080. – 41. – № 7/8.
73. Eichelberg G. Some New Investigations in Old Combustions Engine Problem //Engineering. – 1936. – Oxt., nov., des.
74. Zapf H. Beitrag Zar Unstersuchung des Warmeuberganges Wahrend des Ladungsweochels im Viertakt-Dieselemotoren / MTZ. – 1969. – № 12.
75. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова.] – М.: Машиностроение, 1985. – Изд. 3-е переработ. и доп. – 456 с.
76. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин – Л.: Судостроение, 1964. – 286 с.
77. Овсянников М. К. Тепловая напряженность судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов – Л.: Судостроение, 1975. – 226 с.

78. Самсонов В. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. Я. Самсонов, Н. И. Худов, А. А. Мирющенко – М.: Транспорт, 1981. – 400 с.
79. Бойко П.В. Определение мощности судового дизеля косвенным методом / П.В. Бойко, Г.А. Конаков // Научно-технический сборник. Серия: Судовые энергетические установки. Одесса ОГМА.-1999. – №3. – С. 19–24.
80. Возницкий И. В. Предотвращение аварий судовых ДВС / И. В. Возницкий, Л. А. Иванов – М.: Транспорт, 1971. – 192 с.
81. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания: конструкция, теория и эксплуатация / И. В. Возницкий, Н. Г. Чернявская, Е. Г. Михеев – М.: Транспорт, 1979. – 415 с.
82. Грин А. А. О значении формы поршневого кольца в эксплуатации судовых малооборотных дизелей / А. А. Грин // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 2 (486). – М.: В/О Мортехинформреклама, 1980. – С. 24-33.
83. Иванов В. Д. Эксплуатация судовых дизелей Зульцер / В. Д. Иванов, Ю. А. Швед – М.: Транспорт, 1975. – 96 с.
84. Карпов А. Н. Двигатели с турбонаддувом (эксплуатация) / А. Н. Карпов, И. Л. Лютов, В. С. Гаврилов – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.
85. Карпов Л. Н. Надежность и качество судовых дизелей / Л. Н. Карпов – Л.: Судостроение, 1975. – 231 с.
86. Карпов Л. Н. Судовое дизелестроение фирм «Sulzer» / Л. Н. Карпов // Судостроение за рубежом. – 1979. – № 2. – С. 27-35.
87. Крылов Е. И. Надежность судовых дизелей / Е. И. Крылов – М.: Транспорт, 1978. – 160 с.

88. Крылов Е. И. Совершенствование технической эксплуатации судовых дизелей / Е. И. Крылов – М.: Транспорт, 1983. – 215 с.
89. Кузькин В. Г. Безразборные виброакустические и теплоэнергетические методы диагностики механизмов СЭУ и судового оборудования в СССР и за рубежом / В. Г. Кузькин, Л. И. Ковальчук, З. С. Глясман – М.: Транспорт, 1979. – 190 с.
90. Кучеров В. Н. Анализ теплового состояния цилиндрических втулок двигателя 9ДКРН90/155 (№90) при различных вариантах охлаждения зоны выпускных окон / В. Н. Кучеров // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 12 (560). – М.: В/О Мортехинформреклама, 1983. – С. 15-20.
91. Лапшин В. И. Контроль за тепловым состоянием поршней судовых дизелей в эксплуатационных условиях / В. И. Лапшин, Г. В. Сапронов // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – Вып. 7 (531). – М.: В/О Мортехинформреклама, 1982. – С. 14-17.
92. Ляховецкий З. А. Опыт устранения поломок деталей остова дизелей Фиат 9095 / З. А. Ляховецкий, А. А. Александров // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М.: В/О Мортехинформреклама, 1978. – Вып. 18 (454). – С. 3-8.
93. Ляховецкий З. А. Устранение подвижки деталей остова дизелей Бурмейстер и Вайн типа ДКРН74/ 160-2 / З. А. Ляховецкий, А. А. Александров // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М.: В/О Мортехинформреклама, 1977. – Вып. 22 (434). – С. 14-21.
94. Новак Е. И. Повреждения поршней двигателей БМЗ типа ДКРН 74/160-3 и меры по их предупреждению / Е. И. Новак // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М.: В/О Мортехинформреклама, 1981. – Вып. 10 (514). – С. 24-39.

95. Овсянников М. К. Эксплуатационные качества судовых дизелей / М. К. Овсянников, В. А. Петухов – Л.: Судостроение, 1982. – 208 с.
96. Пахолко В. В. Монтажные напряжения в цилиндрических втулках двигателей Бурмейстер и Вайн / В. В. Пахолко // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М.: В/О Мортехинформреклама, 1979. – Вып. 14 (474). – С. 10-17.
97. Пахолко В. В. О причинах образования трещин в цилиндрических втулках судовых тихоходных дизелей / В. В. Пахолко // Морской транспорт. Сер. «Техническая эксплуатация флота»: экспресс-информация – М.: В/О Мортехинформреклама, 1980. – Вып. 6 (490). – С. 1-17.
98. Варбанец Р. А. Математическая модель рабочего цикла MAN 12K98ME на режимах "economy mode" и "emission mode" с расчетом тепловыделения методом В.С.Семенова-В.И. Квятковского / Р. А. Варбанец, Д. К. Волошин, Ю. Н. Кучеренко, Н. И. Александровская // Международная научно-практическая конференция „Современные информационные и инновационные технологии на транспорте” MINTT-2014: май 2014 г. : тезисы докл. – Херсон, 2014. – С. 10.
99. Маренков Н. А. Обнаружение и устранение дефектов судовых дизелей / Н. А. Маренков – М.: Транспорт, 1975. – 224 с.
100. Кучеренко Ю.Н. Анализ возможности вибродиагностики технического состояния судовых дизелей / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, В.И. Кырнац // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» - 2014. – № 6(113). – С. 75–79.
101. Варбанец Р.А. Анализ метода устранения «утечки» спектра при диагностике систем турбонаддува судовых дизелей / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань, Н.И. Александровская // Искусственный интеллект. - 2013. –

№4(62). – С. 289–295.

102. Варбанец Р.А. Диагностика рабочего процесса судовых среднеоборотных дизелей программно-аппаратным комплексом D4.0H / Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. // Проблемы економіко-математичного моделювання морських транспортних технологій: междунар. науч.-тех. конф., 16 мая 2007 г.: тезисы докладов – Мариуполь., 2007. – С. 182-194.
103. Нестеренко И.Ф. Специальные вопросы эксплуатации судовых дизелей. Учебное пособие/ СПГУВК, СПб., 2000. – 198с.
104. Брук М.А. Режимы работы судовых дизелей/ Брук М. А., Рихтер А.А. / Л.: Судпромгиз, 1963. – 482с.
105. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов/ Минречфлот, 3-е изд., перераб и доп. - М: Транспорт, 1986. – 207с
106. Варбанец Р. А. Метод безградиентной минимизации Powell'64 в задачах мониторинга рабочего процесса судовых дизелей / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, А.В. Ерыганов, Ю.Н. Кучеренко, Е.И. Жолтиков, В.О. Маулевич // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. - 2017. – № 4.– С. 49–61.
107. Ивановский В. Г. Исследование пусковых качеств и экономичности дизеля при установке гидрозатворных и механических форсунок / В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец, В.П. Губанов, Е.И. Жолтиков, Ю.Н. Кучеренко, В.О. Маулевич // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. - 2018. – № 1.– С. 60–66.
108. Конаков Г.А. Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах / Г.А. Конаков // "Судовая энергетика". Одесса ОГМА. – 1993 - №1. – С. 25 -26.
109. Кучеренко Ю.Н. Технологические карты научных исследований в задачах мониторинга и параметрической диагностики судовых дизелей / Р.А. Варбанец,

- Ю.Н. Кучеренко, В.И. Кырнац, Е.И. Жолтиков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. - 2016. – № 1.– С. 47–59
110. ГОСТ 21792-89. Установки дизельные судовые. Приемка и методы испытания на судне.
111. Корчагин М.И. Измерение мощности судовых двигателей внутреннего сгорания / М.И. Корчагин - М.: Морской транспорт, 1956.- 146с.
112. Соловьёв С.П. Противодействие на выхлопе дизеля и его влияние на удельный расход топлива / Вологодские чтения // Материалы научной конференции. - Владивосток: Издательский дом Дальневост. федерал. ун-та, -2012. – С. 141-143.