

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Кучеренко Юрій Миколайович

УДК 629.5.03-8

ДИСЕРТАЦІЯ
МЕТОД КОНТРОЛЮ ЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ
СУДНОВОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ
В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

спеціальність 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту
Технічні науки

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

Кучеренко Ю.М.

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

Одеса – 2018

АНОТАЦІЯ

Кучеренко Ю. М. Метод контролю ефективних параметрів суднової дизельної енергетичної установки в експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Одеський національний морський університет, Одеса, 2018.

Дисертація присвячена дослідженню і розробці методу визначення ефективних параметрів суднової дизельної енергетичної установки (СДУ) в експлуатації. Ефективна потужність і обертаючий момент на валу, середній ефективний тиск і питомі ефективні витрати палива і мастила є базовими характеристиками. Ці вихідні параметри повністю характеризують технічний стан СДУ в експлуатації. Вони використовуються для контролю навантажувального режиму, добових витрат і прогнозування залишкового експлуатаційного ресурсу. На підставі аналізу ефективних параметрів СДУ формується і юридично закріплюється фрахова швидкість судна і його експлуатаційні витрати. Таким чином, дисертаційне дослідження присвячене актуальній проблемі судноплавства.

Спочатку при експлуатації судових дизельних установок (СДУ) склалася суперечлива ситуація, пов'язана з поданням паспортних даних дизелів і можливостями їх контролю. У паспортах вказані значення ефективної потужності, ефективного моменту, середнього ефективного тиску і питомої ефективної витрати палива і мастила. При цьому на практиці можна визначити лише середній індикаторний тиск і, відповідно, розрахувати індикаторну потужність, індикаторний момент і питому індикаторну витрату палива. Тобто, в розпорядженні екіпажу є засоби контролю індикаторних параметрів, але при цьому звітні форми необхідно вести в ефективних параметрах, приблизно оцінюючи величину механічного коефіцієнта ко-

рисної дії на поточному навантажувальному режимі. При цьому визначення ефективних параметрів роботи суднових дизелів під час експлуатації є проблемою в зв'язку зі складністю і неоднозначністю кількісної оцінки механічних втрат.

В якості основного документа, що зобов'язує контролювати роботу СДУ в ефективних параметрах, можна вказати резолюцію ІМО МЕРС.254 (67) в частині визначення коефіцієнта енергоефективності судів, а також положення Регістру Судноплавства України, в якому судновласників зобов'язують проводити випробування суднових дизелів з обов'язковим вимірюванням ефективних обертаючих моментів і потужності на валу.

Такі вимірювання можна проводити за допомогою електронних торсіометрів, наприклад Siemens, Datum Elektroniks, MARIDIS та ін. Встановлення і калібрування таких пристроїв здійснюється виключно силами зовнішніх метрологічних фірм і пов'язана з матеріальними і тимчасовими витратами.

У деяких випадках керуючі компанії прямо вказують судновим фахівцям, які значення механічних втрат слід застосовувати в розрахунках. Наприклад, в сервісних листах корпорації MAN (MAN Diesel & Turbo) для головних дизелів типу МС вказується величина механічного коефіцієнта корисної дії (ККД) 0,87 ... 0,93, а для дизелів типу МЕ механічний ККД дорівнює 0,90 ... 0,95 на номінальних режимах. У той же час, експлуатація СДУ часто відбувається на економічних режимах 40-80% від номінальної потужності, а іноді навіть нижче. Значення механічного ККД на цих режимах істотно менше, а його оцінка, виконана без спеціальних засобів і методів, здійснюється дуже приблизно. Переведення індикаторних параметрів в ефективні за допомогою приблизної оцінки механічного ККД, знижує точність розрахунків і достовірність діагностичних висновків.

У зв'язку з викладеним, розробка методів визначення ефективних параметрів роботи СДУ в процесі експлуатації є актуальною науковою задачею. Внаслідок переважного розповсюдження на морському флоті СДУ великої потужності з сучасними вискоелективними системами газотурбонаддування (ГТН), це завдання

є актуальним не тільки з точки зору контролю потужності, витрати палива і моторесурсу СДУ, але і в зв'язку з можливістю здійснення діагностики пропульсивного комплексу по трендам ефективних параметрів.

Досліджено можливість використання методів спектрального аналізу віброакустичних полів газотурбонагнітачів СДУ для ідентифікації навантажувального режиму. Показано, що для більшості суднових дизелів коефіцієнт кореляції між потужністю, тиском наддувного повітря і частотою обертання ГТН близький до одиниці.

Математичне моделювання робочого процесу СДУ, а також аналіз даних морських випробувань (*Sea Trials*) різних типів суден, що наведені в дисертації, дозволили модифікувати методику професора Г.О. Конакова для визначення механічного ККД СДУ. В роботі запропоновано використовувати відношення частот обертання газотурбонагнітачів (ГТН) для визначення навантажувального режиму СДУ і подальшого визначення механічного ККД. При цьому використовується той факт, що визначення частоти обертання ротора ГТН ($TURrpm$) на поточному навантажувальному режимі проводиться з високою точністю за допомогою методів спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресорної частини ГТН. В роботі удосконалено метод урахування витоку потужності дискретного спектра (*DFT Spectral Leakage*), в результаті чого підвищено точність визначення частот контрольних гармонік. Проведено дослідження даного методу в разі наявності шумів у вихідному сигналі. На практиці відносна похибка визначення $TURrpm$ в 2-3 рази менше похибки визначення тиску наддувного повітря в ресивері за допомогою вимірювальних приладів і на 30 ÷ 50% менше похибки визначення індикаторних показників.

Показано, що визначення індикаторних параметрів СДУ під час експлуатації проводиться з максимальними відносними похибками до 3% з допомогою систем моніторингу робочого процесу. Частота обертання колінчастого валу СДУ може визначатися з похибкою до 1%. В цьому випадку сумарна похибка визначення механічного ККД по вже апробованій методиці професора Г. О. Конакова

може досягати 5%, що порівняно з похибкою емпіричного визначення механічного ККД за даними ходових випробувань СДУ.

Модифікація методики розрахунку механічного ККД, заснована на використанні точно визначених в експлуатації величин $TURrpm$, дозволила підвищити точність розрахунку механічного ККД і ефективних параметрів СДУ в 1,5 - 2 рази. Головним чином, з'явилася можливість відійти від емпіричних оцінок в цій області і формалізувати процес отримання ефективних параметрів. Така формалізація є базою для автоматичного розрахунку ефективних параметрів СДУ в експлуатації за допомогою доступних цифрових вимірювальних систем, вартість яких значно менша за вартість суднових торсіометрів.

Апробація розробленого в дисертації методу проводилася під час рейсових випробувань СДУ СОД 6VDS48/42AL-2 т/х "GREIFSWALD" і СДУ МОД 6L80MC т/х "FATHER S". На основних експлуатаційних режимах визначення механічного ККД за допомогою відношення частот обертання ГТН показало високу точність. Відносна похибка не перевищувала 3% в порівнянні з даними здавальних випробувань СДУ.

Для проведення вимірювань в процесі експлуатації СДУ був розроблений обчислювач, який реалізує досліджений в роботі метод визначення ефективних параметрів. Набір даних від перетворювачів фізичних величин, синхронізація і математичні обчислення виконуються на 32-розрядному мікроконтролері *STM32F4* компанії STMicroelectronics.

Розроблений в дисертації метод дозволяє вирішити актуальну задачу визначення ефективних параметрів СДУ в експлуатації на різних типах морських транспортних суден. Вирішення цього завдання підвищить якість експлуатації і ефективність управління судном.

За результатами дисертаційної роботи встановлено наступне.

1. Аналіз показав, що, незважаючи на існуючі вимоги ІМО і більшості класифікаційних товариств, визначення ефективних параметрів СДУ є складним завданням, яке не вирішується в експлуатації без застосування спеціальних методів і засобів.

2. У зв'язку зі складністю метрологічної підтримки і високою вартістю апаратних систем вимірювання обертаючого моменту на валу більшість морських транспортних судів не обладнане ними в даний час. При цьому є можливість безпосередньо під час експлуатації визначати індикаторні параметри робочого процесу (середній індикаторний тиск і потужність) і частотні характеристики газотурбонагнітачів СДУ.

3. Аналіз показав, що визначення індикаторних параметрів СДУ під час експлуатації проводиться з максимальними відносними похибками до 3% з допомогою систем моніторингу робочого процесу. Розроблені методи дозволяють визначати частоти обертання колінчастого валу і газотурбонагнітача СДУ з похибкою до 1%. У цьому випадку визначення ефективних параметрів СДУ за розробленою в дисертації методикою може бути виконано з відносною похибкою до 5%, що задовольняє вимогам ГОСТ 21792-89 для непрямих методів розрахунку і порівняно з похибкою емпіричного визначення механічного ККД за даними ходових випробувань.

4. Встановлено, що після виходу ГТН на робочий режим (при навантаженні СДУ вище 35 - 40% і після відключення допоміжних вітрогінників) відношення частот обертання ГТН номінального і поточного режимів пропорційно відношенню індикаторних потужностей на відповідних режимах СДУ зі значеннями коефіцієнта кореляції 0.9 - 0.97. Такий тісний зв'язок було використано при розробці нового експрес-методу визначення ефективних параметрів СДУ.

5. Встановлено, що частота обертання ГТН СДУ на поточному навантажувальному режимі може бути визначена з похибкою менше 1% за допомогою методів спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора ГТН.

6. В діапазоні основних навантажувальних режимів суднового головного двигуна (60-80%) відносна похибка розрахунку η_m за пропонуваним методом, нижче похибки поширених альтернативних методів (проф. Г.О. Конакова та інших непрямих методів) в середньому в 1.5-2 рази.

7. Отримані результати показали, що аналітичний метод усунення витoku потужності дискретного спектру стійкий до шумів у вихідному сигналі. В результаті аналітичного вирішення фаза і частота сигналу зашумленого до 10% білим шумом, відновлюються до початкового значення з похибкою не більше 0,5 %.

8. Розроблені в дисертації методи реалізовані на сучасній елементній базі з використанням спеціалізованих FFT-мікроконтролерів. Це дозволяє розширити сферу застосування розроблених методів і сприяє підвищенню ефективності експлуатації СДУ морських підприємств різних типів.

9. Впровадження розроблених в дисертаційному дослідженні методів є альтернативою дорогим прямим (за допомогою торсіометрів на гребному валу) вимірам ефективних параметрів СДУ. Розроблені методи впроваджені судноплавними компаніями «*UKRFERRY Shipmanagement*», "*TRANSHIP*" (Україна), "*ДОНРЕЧФЛОТ*" (Ростов-на-Дону), "*Prestige Shipmanagement Ltd.*" (Турція). Акти впровадження додаються.

10. Спрямованість на детальний аналіз робочого процесу і наукоємність отриманих результатів дозволяє використовувати їх в навчальному процесі спеціалізованих технічних ВНЗ. У зв'язку з цим результати дисертаційного дослідження впроваджені в навчальний процес судномеханічної спеціальності Одеського національного морського університету. Результати дослідження також можуть бути використані у вищих технічних морських навчальних закладах і судноплавних компаніях при підготовці морських інженерів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше розроблений метод контролю ефективних параметрів СДУ в експлуатації за допомогою аналізу індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик газотурбонагнітача;

2. Отримав розвиток метод визначення механічного ККД суднового дизеля Г.О. Конакова, в якому для визначення навантажувального режиму використовується відношення частот обертання газотурбонагнітачів;

3. Удосконалено метод віброакустичного контролю частоти обертання ГТН, що дозволив розробити електронний обчислювач для визначення параметрів ГТН і механічного ККД в якому точність підвищена за рахунок вирішення наукової задачі усунення «витоку потужності».

Обґрунтованість наукових результатів, висновків і рекомендацій, що містяться в роботі, зумовлена використанням достовірних і коректних математичних моделей і чисельних методів розв'язання задач обробки експериментальних даних. Достовірність наукових результатів роботи підтверджена відповідністю результатів морських натурних випробувань розрахункових значень ефективних параметрів СДУ.

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

- за **формулою спеціальності**: «...створення методологічних основ ... технічної експлуатації, технічного обслуговування засобів транспорту... , створення умов для вискоефективного використання засобів транспорту..." *завдяки впровадженню методів спектрального аналізу в задачі визначення основних експлуатаційних показників СДУ – ефективних показників, на яких базується вся стратегія експлуатації, навантажувальних режимів та планових ремонтів судна як транспортного засобу;*

- за **напрямами досліджень**:

п.1 – «теоретичні основи ...експлуатації, технічного обслуговування та ремонту» *СДУ, як головних елементів засобів транспорту - морських суден;*

п.6 – «розроблення нових і вдосконалення наявних науково-обґрунтованих стратегій ... технічного обслуговування засобів транспорту»;

п.7 – «створення наукових основ і методів розрахунку параметрів ... технічного стану засобів транспорту ..., обладнання та засобів забезпечення їх працездатності»

п.8 – «... розроблення методів і технічних засобів ... автоматизації та комп'ютеризації процесів експлуатації, технічного обслуговування та ремонту... вузлів та агрегатів засобів транспорту»;

п.11 – «дослідження... експлуатаційних характеристик засобів транспорту,... підвищення ефективності контролю технічного стану транспортної техніки, ... **впровадження методів і засобів** діагностування ... технічного стану засобів транспорту, **що забезпечують високу ефективність їх використання...**»;

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розробка і практична реалізація методу контролю ефективних параметрів СДУ за допомогою визначених з малою похибкою (до 3%) в експлуатації параметрів робочого процесу і частотних характеристик газотурбонагнітача.

2. Розроблений метод відповідає вимогам резолюції ІМО МЕРС.254 (67) і приписами класифікаційних товариств, які зобов'язують судновласників проводити випробування суднових дизелів з обов'язковим вимірюванням ефективних параметрів СДУ.

3. Створення програмно-апаратного комплексу, що дозволяє вирішувати наступні завдання:

– визначати в експлуатації індикаторні параметри робочого процесу, включаючи середній індикаторний тиск і індикаторну потужність СДУ за допомогою системи діагностики D4.0H, в якій автор розробляв апаратну частину;

– визначати в експлуатації частоту обертання ротора ГТН і обертів колінчастого валу (КВ), уточнену за допомогою розробленої в дисертації методики;

– розраховувати механічний ККД і визначати ефективні параметри роботи СДУ: середній ефективний тиск, ефективну потужність і обертаючий момент на валу, питомі ефективні витрати палива і мастила на експлуатаційному режимі.

Ключові слова: суднові дизельні установки, ефективні параметри, математичне моделювання, механічний ККД, газотурбонагнітачі, спектральний аналіз.

Список публікацій здобувача.

1. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал.* Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» – 2011. - №10(87). – С. 197-202.

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. Варбанец Р.А. Определение эффективных параметров и диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Сборник научных трудов Академии военно-морских сил им. П.С. Нахимова*, 2012. - № 1(9). – С. 195-201.

4. Варбанец Р.А. Виброакустический контроль частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал.* Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» - 2012. - №10(97). – С. 98-105.

5. Варбанец Р.А. Комплексный контроль технического состояния судового двигателя с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Искусственный интеллект.* – 2012. – № 3. – С. 366-376.

6. Варбанец Р.А. Спектральный анализ частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // *Сборник научных трудов Академии военно-морских сил им. П.С. Нахимова*, 2012 – Вип. 4(12). – С. 158-164.

7. Варбанец Р.А. Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом / Р. А. Варбанец, А. И. Головань, Ю. Н. Кучеренко // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология". Астрахань. – 2013. – № 1. – С. 103-110.

8. Варбанец Р.А. Влияние системы VIT на характер рабочего процесса малооборотных дизелей MAN серии MC / Р.А. Варбанец, Ю.Н.Кучеренко, А.И. Головань, Н.И. Александровская // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» - 2013. - №10(107). – С. 161–165.

9. Варбанец Р.А. Экспериментальная проверка системы VIT малооборотного дизеля MAN 6L80MCE / Р.А. Варбанец, Н.И. Александровская, А.И. Головань, Ю.Н. Кучеренко // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. - 2013. – № 2. – С. 85–92.

10. Варбанец Р.А. Спектральний аналіз у задачах діагностики систем турбонаддува суднових дизелів / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Л.В. Кошарская, Ю.Н. Кучеренко, В.И. Кырнац // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. Научно-технический журнал. Донецк. 2013. – №34. – С. 141–145.

11. 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.

12. 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.

13. 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.

14. 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.

15. Ивановский В. Г. Исследование пусковых качеств и экономичности дизеля при установке гидрозаморных 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.

16. Кучеренко Ю. М. Спосіб випробування та перевірки агрегатів 4000 і 4001 / Ю. М. Кучеренко, С.І. Крайнов, О.І. Федоренко, В.В. Юхачов // Патент на корисну модель № 38833. Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 26.01.2009.

ANNOTATION

Kucherenko Y. M. Marine diesels effective parameters monitoring method in operation. – Qualification scientific work on the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical Sciences on speciality 05.22.20 – «Operation and repair of means of transport» – Odessa National Maritime University, Odessa, 2018.

Dissertation is devoted to research and development of a method for determining effective parameters of a marine diesel power plant (MDPP) in operation. Efficient power and shaft torque, mean effective pressure and specific oil and fuel consumption are the basic characteristics. These output parameters completely characterize a technical condition of a MDPP in operation. They are used to control a load mode, daily expenses and prediction of residual operational resource. Based on the analysis of effective inboard motor parameters are formed and legally fixed the rate of chartering and operational costs of the vessel. Thus, the thesis is devoted to a current problem of shipping.

At first the operation of a marine diesel power plant (MDPP) there was the contradictory situation related to presentation of passport data these diesels and their checking features. In passports the indicated values of efficient power, effective moment, mean effective pressure and specific oil and fuel consumption Thus in practice it is possible to define only mean indicated pressure and, accordingly, to expect power indicator, indicatory moment and specific indicatory fuel consumption. That is, the disposal of the crew are controls of test parameters, but it is necessary to conduct the reporting forms to the effective parameters of approximately estimating the magnitude of the mechanical efficiency of the current load mode. In this determination of the effective parameters of ship diesel engines during operation is a problem due to the complexity and ambiguity of quantifying mechanical losses.

As the main document prescribing the monitoring of a marine diesel power plant (MDPP) in effective parameters, you can specify the IMO resolution MEPC.254 (67)

regarding determining the coefficient of energy efficiency of ships, as well as the provisions of the Shipping Register of Ukraine, in which ship-owners are obliged to conduct tests of marine diesel engines with the obligatory measurement of efficient torque and power on the shaft.

Such measurements can be carried out using electronic torometers, for example, Siemens, Datum Elektroniks, MARIDIS, etc. The installation and calibration of such devices is carried out exclusively by external metrological companies and is associated with material and time costs.

In some cases, management companies directly tell ship specialists what values of mechanical losses should be used in the calculations. For example, in MAN (MAN Diesel & Turbo) corporation service letters for main diesel engines of the MC type, the mechanical efficiency coefficient (EF) of 0.87 ... 0.93 is indicated, and for diesel engines of the ME type, the mechanical efficiency is 0.90 ... 0.95 on nominal modes. At the same time, the operation of the MDPP often occurs in low-power modes of 40–80% of the nominal power, and sometimes even lower. The value of mechanical efficiency in these modes is significantly less, and its evaluation, produced without special tools and methods, is carried out very approximately. Translation of indicating parameters into the effective ones is performed by a rough estimation of mechanical and mechanical efficiency losses, which reduces an accuracy of the calculations and an accuracy of the diagnostic findings.

In connection with the above, the development of methods for determining the effective parameters of the operation MDPP in the process of operation is an urgent scientific task. Due to the predominant distribution of high power MDPP in the navy with modern highly efficient gas turbine supercharging systems, this task is relevant not only in terms of controlling power, fuel consumption and service life of the MDPP, but also in connection with the possibility of diagnostic the propulsion complex based on effective parameter trends.

This uses the fact that a determination of a rotor speed HHP (RPMt) on a current load mode is made with high precision using methods of a GTP compressor part vibration

signal spectral analysis. Based on the fact that for the majority of ship diesel engines the correlation coefficient between power, charge air pressure and $TURrpm$ frequency is close to unity.

Mathematical modeling of a MDPP working process, as well as an analysis of a sea trials data (Sea Trials) of various types of vessels listed in the thesis allowed to modify the methodology of Professor G.A. Konakov for determining a mechanical efficiency of a MDPP. The paper proposed to use the ratio of turbo speeds (HHP) for determining the load mode of a MDPP and the subsequent determination of mechanical efficiency. This uses the fact that a determination of a rotor speed HHP ($TURrpm$) on a current load mode is made with high precision using methods of a GTP compressor part vibration signal spectral analysis. In the paper has been improved the method of accounting the DFT Spectral Leakage which results in increased accuracy of control harmonic frequencies definition. On practice relative $TURrpm$ determination error is 2-3 times less than an error in determining of a charge air pressure in a receiver with a help of measuring instruments and 30 ÷ 50% less than the error in determining the IMEP, IPOWER.

It is shown that the determination of the indicator parameters of the MDPP during operation is carried out with maximum relative errors of up to 3% using workflow monitoring systems. The rotor speed of the crankshaft MDPP can be determined with an accuracy of up to 1%. In this case, the total error in determining the mechanical efficiency according to the already tested methodology of Professor G.A. Konakov can be as high as 5%, which is comparable to the error of the empirical determination of mechanical efficiency according to the Sea Trials of the MDPP.

Modification of the calculation method based on the use of precisely defined $TURrpm$ in an operation values, has allowed to improve an accuracy of the calculation of the mechanical efficiency and effectiveness of the MDPP parameters in 1,5 – 2 times. Mainly, it is possible to escape from empirical estimates in this area and to formalize a process of obtaining the effective parameters.

The approbation of the method developed in the thesis was carried out during the Sea trials of the MDPP MSE 6VDS48/42AL-2 m/v "GREIFSWALD" (Fig. 3) and the

MDPP LSE 6L80MC m/v "FATHER S". In the main operating conditions, the determination of the mechanical efficiency using the ratio of the rotor speed of the HHP showed high accuracy. The relative error did not exceed 3% in comparison with the data of running tests of the MDPP.

To carry out measurements during the operation of the MDPP, a microcontroller computer was developed that implements the method of determining effective parameters investigated in the work. A set of data from the transducers of physical quantities, synchronization and mathematical calculations are performed on a 32-bit microcontroller *STM32F4* from company STMicroelectronics.

The method developed in the dissertation allows solving the actual problem of determining the effective parameters of the MDPP in operation on different types of marine transport vehicles. Solving this problem will increase the quality of operation and efficiency of the vessel management.

As a result of the dissertation work, the following is established.

1. The analysis showed that, despite the existing requirements of IMO and most classification societies, the determination of effective parameters of the MDPP is a difficult task that cannot be solved in operation without the use of special methods and tools.

2. Due to the complexity of metrological support and the high cost of hardware systems for measuring torque on the shaft, most of the sea transport ships are not equipped with them at the present time. At the same time, it is possible to determine directly during the operation the indicator parameters of the working process (average indicator pressure and power) and frequency characteristics of the turbochargers of the MDPP.

3. The analysis showed that the determination of the indicator parameters of the MDPP during operation is carried out with maximum relative errors of up to 3% using workflow monitoring systems. The developed methods make it possible to determine the rotational speeds of the crankshaft and the turbocharger MDPP with an accuracy of up to 1%. In this case, the determination of the effective parameters of the MDPP by the method developed in the thesis can be performed with a relative error of up to 5%, which meets the requirements of GOST 21792-89 for indirect calculation methods and is comparable

to the error of the empirical determination of the mechanical efficiency according to running tests.

4. It is found that after the HHP to the working mode (MDPP load above 35 - 40% and after disconnecting the auxiliary blower) HHP rotational frequency ratio of the nominal and the current proportional to the ratio of test modes capacities at respective modes MDPP correlation coefficient with values of 0.9 - 0.97. This close relationship was used in the development of a new express method for determining the effective parameters of the MDPP.

5. It has been established that the rotational speed of a HHP of the MDPP at the current load mode can be determined with an error of less than 1% using spectral analysis methods of the vibroacoustic signals of the HHP compressor.

6. In the range of the main load modes of the ship's main engine (60-80%), the relative error in calculating η_m according to the proposed method is lower than the error of common alternative methods (prof. G.A. Konakov and other indirect methods) on average 1.5-2 times.

7. The results showed that the analytical method of eliminating the leakage power of the discrete spectrum is resistant to noise in the original signal. As a result of the analytical solution, the phase and frequency of the signal noisy up to 10% white noise are restored to the original value with an error of no more than 0.5%.

8. The methods developed in the thesis are implemented on a modern element base using specialized FFT microcontrollers. This allows you to expand the scope of the developed methods and contributes to improving the efficiency of operation of the MDPP of marine enterprises of various types.

9. The introduction of the methods developed in the dissertation research is an alternative to costly direct (using torsimeters on the propeller shaft) measurements of the effective parameters of the MDPP. Developed methods implemented by shipping companies «UKRFERRY Shipmanagement», "TRANSHIP" (Ukraine), "ДОНРЕЧФЛОТ" (Rostov-on-Don), "Prestige Shipmanagement Ltd." (Turkey). The acts of implementation are attached.

10. The focus on a detailed analysis of the workflow and the knowledge-intensiveness of the results obtained allows 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 ship-mechanical specialty of the Odessa National Maritime University. The results of the study can also be used in higher technical maritime educational institutions and shipping companies in the preparation of marine engineers.

Scientific novelty of the results.

1. For the first time, a method for controlling the effective parameters of the MDPP in operation has been developed by analyzing the indicator parameters of the working process and the frequency characteristics of the turbocharger;

2. Developed a method for determining the mechanical efficiency of a marine diesel engine G.A. Konakov, in which the ratio of the frequency of rotation of turbochargers is used to determine the loading mode;

3. The method of vibroacoustic control of the rotation frequency of the *TURrpm* HHP has been improved, which allowed the development of an electronic calculator for the determination of the parameters of HHP and mechanical efficiency in which accuracy was increased by solving the scientific problem of eliminating "power leakage".

The validity of the scientific results, conclusions and recommendations contained in the work is due to the use of reliable and correct mathematical models and numerical methods for solving the problems of the processing of experimental data. The reliability of the scientific results of robotics is confirmed by the correspondence of the results of marine in-situ tests of the calculated values of the effective parameters of the MDPP.

The practical value of the results.

1. Development and practical implementation of the method of controlling the effective parameters of the MDPP with the help of the parameters determined by the small error (up to 3%) in operation of the parameters of the working process and frequency characteristics of the turbochargers.

2. The developed method meets the requirements of IMO resolution MEPC.254 (67) and the requirements of classification societies, which oblige shipowners to test marine diesel engines with mandatory measurement of the effective parameters of the MDPP.

3. Creation of software and hardware complex, which allows to solve the following tasks:

- to determine the operational parameters of the working process, including the average indicator pressure and the indicator power of the MDPP, using the diagnostic system D4.0H, in which the author developed the hardware part;

- determine in operation the rotation frequency of the rotor and the rotor of the crankshaft (CS), specified using the method developed in the dissertation;

- calculate the mechanical efficiency and determine the effective parameters of the work of the CDS: average effective pressure, efficient power and shaft torque, specific effective fuel and lubricant consumption in the operating mode.

Key words: marine diesel plants, effective parameters, mathematical modeling, mechanical efficiency, turbochargers, spectral analyses.

List of publisher publications.

1. Varbanets R.A. Parametric diagnosis marine diesel power plant in operation / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologija*. Scientific and technical journal. Kharkov, National Aerospace University. N.E. Zhukovsky "KhAI" – 2011. - №10(87). – pp. 197-202.

2. Varbanets R.A. Internet monitoring system of marine power plant / R.A. Varbanets, V. G. Ivanovskii, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *Vestnik of the Odessa National Maritime University*, 2011. - №32. - pp.123-127.

3. Varbanets R.A. Parametric diagnosis marine diesel power plant in operation / R.A. Varbanets, V. G. Ivanovskii, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *In Collection of scientific works Navy Academy named P.S. Nakhimov* 2012. - № 1(9). – pp. 195-201.

4. Varbanets R.A. Vibroacoustic control of marine turbocharged diesel revolution / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia. Scientific and technical journal. Kharkov, National Aerospace University. N.E. Zhukovsky "KhAI" - 2012. - №10(97). – pp. 98-105.*

5. Varbanets R.A. Monitoring of marine turbo diesel engine technical condition / R.A. Varbanets, V. G. Ivanovskii, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *Artificial Intelligence. – 2012. – № 3. – P. 366-376.*

6. Varbanets R.A. Spectral analysis marine diesel engines with turbo / R.A. Varbanets, V. G. Ivanovskii, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *In Collection of scientific works Navy Academy named P.S. Nakhimov. 2012 – № 4(12). – pp. 158-164.*

7. Varbanets R.A. Monitoring of frequency parameters of a marine turbocharged diesel / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan // *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Serii: Morskaia tehnika i tekhnologiya, Astrakhan. 2013, № 1. – pp. 103-110.*

8. Varbanets R.A. The influence of the VIT system on the nature of the workflow of low-speed diesel engines MAN series MC / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan, N.I. Alexandrovskaya // *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia. Scientific and technical journal. Kharkov, National Aerospace University. N.E. Zhukovsky "KhAI" - 2013. - №10(107). – pp. 161–165.*

9. Varbanets R.A. Experimental trial of vit system of the low-speed diesel man 6L80MCE / R.A. Varbanets, N.I. Alexandrovskaya, A.I. Golovan, Y.N. Kucherenko // *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Serii: Morskaia tehnika i tekhnologiya, Astrakhan. - 2013. – № 2. – pp. 85–92.*

10. Varbanets R.A. Spectral analysis in the diagnostics of marine diesel turbocharger systems / R.A. Varbanets, V. G. Ivanovskii, L.V. Kosharskaya, Y.N. Kucherenko, V.I. Kyrnats // *Proceedings of Donetsk Institute of Railway Transport of Ukrainian State Academy of Railway Transport. Scientific and Technical Journal. Donetsk. 2013. – №34. – P. 141–145.*

11. Varbanets R.A. The analysis method for solving the "leakage" of the spectrum in the diagnosis of marine diesel turbocharger systems / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan, N.I. Alexandrovskaya // Artificial Intelligence. - 2013. – №4(62). – pp. 289–295.

12. Kucherenko Y.N. Analysis of the possibility of vibro diagnostics of marine diesel engines / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, V.I. Kyrnats // Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologija. Scientific and technical journal. Kharkov, National Aerospace University. N.E. Zhukovsky "KhAI" - 2014. – № 6(113). – pp. 75–79.

13. Kucherenko Y.N. Flow charts of scientific researches in problems of monitoring and parametrical diagnostics of ship diesels / R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, V.I. Kyrnats, E.I. Zholtikov, // Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tehnika i tehnologija, Astrakhan. - 2016. – № 1.– pp. 47–59.

14. Varbanets R.A. Method of non-gradient minimization powell'64 in the tasks of monitoring operation of marine diesel engines / R.A. Varbanets, V. G. Ivanovskii, A. V. Eryganov, Y.N. Kucherenko, E.I. Zholtikov, V.O. Maulevych // Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tehnika i tehnologija, Astrakhan. - 2017. – № 4. – pp. 49–61.

15. Ivanovskii V. G. Research of starting internals and economy of diesel during setting of hydraulic locking and mechanical fuel injection valves / V. G. Ivanovskii, R.A. Varbanets, V.P. Gubanov, E.I. Zholtikov, Y.N. Kucherenko, V.O. Maulevych // Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tehnika i tehnologija, Astrakhan - 2018. – № 1.– pp. 60–66.

16. Kucherenko Y.N. Method of testing and checking aggregates 4000 and 4001 / Y.N. Kucherenko, S.I. Krainov, O.I. Fedorenko, V.V. Juachov // Patent № 38833. Registered in the State Register of Patents of Ukraine on utility models 26.01.2009.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКРОЧЕНЬ	24
ВСТУП	26
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ КОНТРОЛЮ ЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕУ	33
1.1. Енергетичні показники СЕУ	33
1.2. Методи визначення ефективних параметрів суднових дизельних установок в експлуатації	38
1.3. Методи непрямого визначення ефективних показників СДУ	39
1.4. Методи вимірювання крутильного моменту	45
1.5. Принципи побудови сучасних систем контролю ефективної потужності дизельних установок	52
Висновки по першому розділу	60
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СДУ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	62
2.1. Технологічна карта досліджень	62
2.2. Визначення індикаторних параметрів СДУ в експлуатації	67
2.3. Побудова моделі робочого процесу СДЕУ з заданим законом тепловиділення	76
Висновки по другому розділу	83
РОЗДІЛ 3. РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ СДУ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	84
3.1. Обґрунтування і розробка методу визначення ефективних показників СДУ в експлуатації	84
3.2. Співставлення результатів здавальних і ходових випробувань з	

математичною моделлю робочого процесу для МОД 6L80MC	87
3.3. Співставлення результатів здавальних і ходових випробувань з математичною моделлю робочого процесу для СОД VDS48/42AL-2U.....	100
Висновки по третьому розділу.....	116
РОЗДІЛ 4. АПАРАТНА РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ЕФЕКТИВ- НИХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТА- НОВКИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	118
4.1. Аналіз частотних характеристик судових дизельних установок в умовах експлуатації	118
4.2. Усунення ефекту «витоку потужності» спектру при аналізі частотних і амплітудних характеристик віброакустичного сигналу.....	126
4.3. Розробка апаратної і програмної частини обчислювача параметрів СДУ в експлуатації. Визначення основної похибки вимірювань.....	131
Висновки по четвертому розділу.....	144
ВИСНОВКИ.....	146
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	149
ДОДАТОК А.....	165
ДОДАТОК Б.....	169
ДОДАТОК В.....	231

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;
МСР	- 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;
МДО	- дизельне паливо;
ІФО	- важке паливо;
ККД	- коефіцієнт корисної дії;
ШПФ	- швидке перетворення Фур'є

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Спочатку при експлуатації суднових дизельних установок (СДУ) склалася суперечлива ситуація, пов'язана з поданням паспортних даних дизелів і можливостями їх контролю. У паспортах вказані значення ефективної потужності, ефективного моменту, середнього ефективного тиску і питомої ефективної витрати палива і мастила. При цьому на практиці можна визначити лише середній індикаторний тиск і, відповідно, розрахувати індикаторну потужність, індикаторний момент і питому індикаторну витрату палива. Тобто, в розпорядженні екіпажу є засоби контролю індикаторних параметрів, але при цьому звітні форми необхідно вести в ефективних параметрах, приблизно оцінюючи величину механічного коефіцієнта корисної дії на поточному навантажувальному режимі. При цьому визначення ефективних параметрів роботи суднових дизелів під час експлуатації є проблемою в зв'язку зі складністю і неоднозначністю кількісної оцінки механічних втрат.

В якості основного документа, що зобов'язує контролювати роботу СДУ в ефективних параметрах, можна вказати резолюцію ІМО МЕРС.254(67) в частині визначення коефіцієнта енергоефективності судів, а також положення Регістру Судноплавства України, в якому судновласників зобов'язують проводити випробування суднових дизелів з обов'язковим вимірюванням ефективних обертаючих моментів і потужності на валу.

Такі вимірювання можна проводити за допомогою електронних торсіометрів, наприклад *Siemens, Datum Elektroniks, MARIDIS* та ін. Встановлення і калібрування таких пристроїв здійснюється виключно силами зовнішніх метрологічних фірм і пов'язана з матеріальними і тимчасовими витратами.

У деяких випадках керуючі компанії прямо вказують судновим фахівцям, які значення механічних втрат слід застосовувати в розрахунках. Наприклад, в сервісних листах корпорації *MAN (MAN Diesel & Turbo)* для головних дизелів типу МС вказується величина механічного коефіцієнта корисної дії (ККД) 0,87 ... 0,93, а для

дизелів типу ME механічний ККД дорівнює 0,90 ... 0,95 на номінальних режимах. У той же час, експлуатація СДУ часто відбувається на економічних режимах 40-80% від номінальної потужності, а іноді навіть нижче. Значення механічного ККД на цих режимах істотно менше, а його оцінка, виконана без спеціальних засобів і методів, здійснюється дуже приблизно.

У зв'язку з викладеним, розробка методів визначення ефективних параметрів роботи СДУ в процесі експлуатації є *актуальною науковою задачею*. Внаслідок переважного розповсюдження на морському флоті СДУ великої потужності з сучасними високоефективними системами газотурбонаддування (ГТН), це завдання є актуальним не тільки з точки зору контролю потужності, витрати палива і моторесурсу СДУ, але і в зв'язку з можливістю здійснення діагностики пропульсивного комплексу по трендам ефективних параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами.

Дисертаційна робота пов'язана з науково-дослідницькою тематикою кафедри «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» судномеханічної спеціальності Одеського національного морського університету. У період з 2009 по 2016 рр. автор брав участь в розробці держбюджетних науково-дослідницьких робіт «Удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок» ГР № 0111U08970 від 05.03.2012, ГР № 0215U001681 від 17.01.2013, ГР № 0215U004492 від 05.03.2014, ГР № 0216U000617 від 29.12.2015 як виконавець розділів, присвячених методам діагностики і визначення ефективних параметрів суднових дизельних енергетичних установок..

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка методу контролю ефективних параметрів роботи СДУ, що реалізуються під час експлуатації.

Для досягнення мети в роботі поставлені такі основні завдання:

- аналіз існуючих методів контролю ефективних параметрів СДУ з точки зору застосування їх в експлуатаційних умовах;
- визначення ефективних параметрів СДУ за допомогою методів доступних і реалізованих в процесі експлуатації;

- розробка методу визначення ефективних параметрів СДУ з використанням індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик ГТН.
- оцінка точності визначення частоти обертання ГТН за допомогою аналізу віброакустичних сигналів повітряного компресора з урахуванням зашумленості вихідних даних;
- розробка і апаратна реалізація методу розрахунку ефективних параметрів СДУ, що використовує віброакустичний контроль частотних характеристик ГТН;
- забезпечення визначення ефективних параметрів СДУ з точністю, яка регламентується вимогами ГОСТ 21792-89 для непрямих методів розрахунку, відповідно до сучасних вимог ІМО.

Об'єктом дослідження є процес експлуатації СДУ і, пов'язані з ним, методи визначення ефективних параметрів СДУ.

Предметом дослідження є визначення залежностей ефективних параметрів СДУ від параметрів системи газотурбонаддування і синтез методу контролю ефективних параметрів СДУ, що застосовується в експлуатації.

Методи дослідження. Дисертаційне дослідження базується на основних положеннях теорії двигунів внутрішнього згоряння і на методах системного аналізу і синтезу технічних систем. Для моделювання і розрахунку параметрів робочого циклу в циліндрах СДУ використовувалося рівняння теплового балансу з урахуванням тепловиділення в циліндрі за методами І. І. Вібе і В. С. Семенова. Для оцінки механічних втрат використовувався модифікований автором метод професора Г. О. Конакова. Крім того використовувалися:

- метод гармонійного аналізу в задачі аналізу вібраційних характеристик системи турбонаддування СДУ;
- методи цифрової фільтрації даних;
- метод нелінійної оптимізації в задачі моделювання робочого процесу СДУ;
- методи статистичної обробки експериментальних даних.

В експериментах використовувалися методи визначення параметрів робочого процесу судових дизелів за допомогою систем моніторингу *DEPAS* (D2.34sp, D3.0

і D4.0H), апаратна частина яких була розроблена автором. Методи реєстрації параметрів за допомогою сучасних *DSP* контролерів. Інтерфейс розрахункових програм був розроблений за допомогою програмних середовищ *Delphi 7.0*, математичних бібліотек *Numeric Toolbox* і методів нелінійного програмування. Для аналізу спектрів вібрації був використаний пакет *RightMark Audio Analyzer 6.2.3* (<http://audio.rightmark.org>). Для візуалізації даних і побудови регресійних моделей використовували середовище *Grapher*.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:

- вперше розроблений метод контролю ефективних параметрів СДУ в експлуатації за допомогою аналізу індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик газотурбонагнітача;

- отримав розвиток метод визначення механічного ККД суднового дизеля Г.О. Конакова, в якому для визначення навантажувального режиму використовується відношення частот обертання газотурбонагнітачів;

- удосконалено метод віброакустичного контролю частоти обертання ГТН, що дозволив розробити електронний обчислювач для визначення параметрів ГТН і механічного ККД в якому точність підвищена за рахунок вирішення наукової задачі усунення «витоку потужності».

Обґрунтованість наукових результатів, висновків і рекомендацій, що містяться в роботі, обумовлена використанням достовірних і коректних математичних моделей і чисельних методів розв'язання задач обробки експериментальних даних. Достовірність наукових результатів роботи підтверджена відповідністю результатів морських натурних випробувань розрахункових значень ефективних параметрів СДУ.

Практичне значення результатів дисертаційного дослідження полягає в розробці методу контролю ефективних параметрів СДУ за допомогою визначених з малою похибкою (до 3%) в експлуатації параметрів робочого процесу і частотних характеристик газотурбонагнітача. Розроблений метод відповідає вимогам резолюції ІМО МЕРС.254(67) і приписами класифікаційних товариств, які зобов'язують

судновласників проводити випробування суднових дизелів з обов'язковим вимірюванням ефективних параметрів СДУ.

Практична частина роботи базується на створенні програмно-апаратного комплексу, що дозволяє вирішувати наступні завдання:

– визначати в експлуатації індикаторні параметри робочого процесу, включаючи середній індикаторний тиск і індикаторну потужність СДУ за допомогою системи діагностики D4.0H, в якій автор розробляв апаратну частину;

– визначати в експлуатації частоту обертання ротора ГТН і обертів КВ, уточнену за допомогою розробленої в дисертації методики;

– розраховувати механічний ККД і визначати ефективні параметри роботи СДУ: середній ефективний тиск, ефективну потужність і обертаючий момент на валу, питомі ефективні витрати палива і мастила на експлуатаційному режимі;

Результати дисертації впроваджені на:

- на т/х «ГЕРОЇ ПЛЕВНИ» ГСК «УКРФЕРРІ» (Україна, м. Одеса, акт впровадження);

- на т/х «CHEROKEE», *Prestige Shipmanagement Ltd.* (Туреччина, м. Стамбул, акт впровадження);

- на т/х «Сибірський-2116», *ОАО «ДОНРЕЧФЛОТ»* (РФ, м. Ростов-на-Дону, акт впровадження);

Результати дисертаційного дослідження впроваджені в навчальний процес Одеського національного морського університету і використовуються при читанні лекцій з дисципліни «Системи діагностування» для студентів старших курсів судномеханічної спеціальності.

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

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційного дослідження доповідалися на 12-ти науково-технічних конгресах і конференціях, 6 з яких міжнародні:

- XVI-XXI міжнародних конгресах двигунобудівників, Національний аерокосмічний університет ім. Н.С. Жуковського «ХАІ» - Харків - Коблево (Рибальське), вересень 2011-2017 рр.;

- Всеукраїнські науково-практичні конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсонська державна морська академія - Херсон, жовтень 2011-2017 рр.;

- Міжнародні науково-практичні конференції "Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT)", Херсонська державна морська академія - Херсон, травень 2011-2017 рр.;

- II Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», НУК ім. адмірала Макарова - Миколаїв, 28-29 листопада 2012р.;

- V Міжнародна науково-технічна конференція «Судова енергетика: стан та проблеми», НУК ім. адмірала Макарова - Миколаїв, 10-11 листопада 2011р.;

- Міжнародна науково-практична конференція «Штучний інтелект. Інтелектуальні системи» ШІ-2012 - сел. Кацівелі, АР Крим, 01-05 жовтень 2012р.;

- V Міжнародна науково-технічна конференція «Ефективність, надійність і безпека енергетичних установок (Енергоустановки-2010)» СевНТУ, Севастополь - Батіліман, 7-11 червня 2010 р.;

Публікації. За темою дисертації опубліковано 15 наукових робіт в спеціалізованих науково-технічних збірниках, рекомендованих МОН України для публікації результатів дисертаційних досліджень, з яких 12 опубліковані у виданнях, включених до наукометричних баз даних.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи становить 158 стор., в тому числі 38 рисунків і 12 таблиць. Список використаних джерел

становить 128 найменувань на 15 сторінках. У додатку наведені акти впровадження результатів дисертаційного дослідження.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ КОНТРОЛЮ ЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕУ

1.1. Енергетичні показники СЕУ

Ефективна потужність – один з основних енергетичних показників головних двигунів. 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. Її точне визначення позитивно впливає на безпеку плавання суден.

До енергетичних показників, крім потужності, відносяться також момент, середній ефективний, індикаторний тиск і ККД.

Експлуатаційна оцінка режимів роботи дизеля, перш за все, дається за енергетичними показниками – ефективної потужності N_e і крутільним моментом M_e .

Розрізняють ефективні значення потужності N_e , крутільного моменту M_e і індикаторні N_i , M_i , що визначаються за середнім індикаторним тиском 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:

$$p_i = \frac{1}{V_s} \sum_{i=1}^m \bar{p}_i \Delta V_i \quad (1.1)$$

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 [65]:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{165 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (1.2)$$

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:

$$N_i = \frac{Q_H}{860} \cdot \eta_i \cdot G_m, \quad (1.3)$$

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 [32, 45, 114]:

- 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:

$$N_e = N_i - N_m \quad (1.4)$$

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: $N_e = N_i \cdot \eta_m$; $M_e = M_i \cdot \eta_m$; $p_e = p_i \cdot \eta_m$;

Ефективну потужність на фланці дизеля можна визначити як:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{165 \cdot \tau}, \text{ кВт} \quad (1.5)$$

де p_e - середній ефективний тиск, МПа.

Формула (1.5) 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):

$$N_e = 19,25 \cdot D^2 \cdot i \cdot c_m \cdot p_e, \quad (1.6)$$

Формула (1.6) показує, що потужність залежить від діаметра поршня в квадраті, числа циліндрів, середнього ефективного тиску і швидкості поршня.

Для характерних умов роботи дизеля найменування режиму конкретизується [38]: наприклад, при $n = n_{\text{ном}}$ і $p_e = p_{e \text{ ном}}$ маємо режим номінальної (паспортної) потужності дизеля, при $p_e = 0$ і $N_e = 0$ - режим холостого ходу, коли зовнішнє навантаження відсутнє. Для головних судових дизелів найменування режимів визначається швидкістю судна в діапазоні ефективних потужностей: режим повного ходу $100\% \geq N_e \geq 50\%$, середнього ходу $50\% \geq N_e \geq 25\%$, малого ходу $N_e < 25\%$, найменшого ходу при мінімальній стійкій частоті обертання $n = n_{\text{мін}}$. Можливі й інші спеціальні режими [36].

Щоб зрозуміти зв'язок експлуатаційних параметрів СДУ 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.

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 [115].

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 завдання 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 [38].

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. Це особливо актуально в умовах плавання, відмінних від нормальних (при обростанні корпусу, несправності рушійного комплексу, хвилюванні і т.п.) [38, 47, 48].

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

Для попередження відмов потрібна була розробка планово-попереджувальної системи обслуговування і ремонту. Періодичність обслуговування і ремонтів, їх обсяг формувалися на основі зібраних статистичних даних, без урахування технічного стану конкретного об'єкту.

Нерідко ремонту піддавався пристрій, що не виробив свій ресурс, або коли вчасно не усунена несправність приводила до аварії [33]. Дуже часто стан об'єкту є задовільним, а розбирання-збирання по інтенсивності подальшого зносу еквівалентна кільком сотням годин експлуатації [33, 34].

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 [98- 104, 106], 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 [4-6, 66-69].

На думку автора даної роботи, регулярний теплотехнічний контроль і діагностування технічного стану найважливіших вузлів дизеля дозволить своєчасно

виявити і усунути несправності в роботі СДУ. 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.

1.2. Методи визначення ефективних параметрів судових дизельних установок в експлуатації.

Ефективна потужність є одним з параметрів, за якими судять про стан двигуна, нарівні з тиском мастила в головній магістралі, питомою витратою палива і вмістом окису вуглецю у відпрацьованих газах (ГОСТ 21792-89) [121]. У разі, коли головні або допоміжні СДУ не обладнані індикаторними кранами і приводами, або коли на судні відсутні засоби вимірювання індикаторної або ефективної потужності, визначення потужності двигуна на судні можливо непрямим методом. Для застосування цього методу необхідна наявність даних стендових або прийомоздаточних судових випробувань двигуна, дотримання заводського регулювання газорозподілу, витрати палива, а також належного утримання газовипускних трубопроводів, що забезпечують найменший протитиск відпрацьованих газів [54].

Для прямого вимірювання значень ефективних показників на суднах застосовують торсіометри різної конструкції, що визначають крутильний момент на валу за кутом скручування валу між двома перетинами по його довжині.

Так само застосовується на практиці ймовірно-статистичний метод визначення ефективної потужності, що дозволяє досить точно проводити розрахунок ефективних параметрів [50].

Питання математичного моделювання робочого процесу і визначення ефективних показників роботи дизельної СЕУ присвячені роботи професора Г.О. Конакова [41, 42, 119, 84]. Залежність для визначення механічного ККД на часткових

режимах, запропонована професором Г.О. Конаковим, дозволяє визначити значення механічного ККД, якщо за допомогою індиціювання визначена індикаторна потужність поточного експлуатаційного режиму. Відповідно до формули:

$$\eta_m = 1 - Z \frac{Ni_H}{Ni} (1 - \eta_{mH}), \quad (1.7)$$

де $Z = (1 + 2 \frac{n}{n_H}) \frac{n}{3n_H}$, H – індекс номінального експлуатаційного режиму, n –

значення величини частоти обертання колінчастого валу на експлуатаційному режимі, Ni – індикаторна потужність експлуатаційного режиму. Запропонована методика пройшла апробацію на судах морського флоту і показала високу стійкість і точність при розрахунку механічного ККД.

1.3. Методи непрямого визначення ефективних показників СДУ

Вимірювання ефективної і індикаторної потужності двигуна непрямим методом дозволяє визначати значення потужності на поточному експлуатаційному режимі, обмежуючись виміром значення одного або декількох експлуатаційних параметрів СДУ, таких як годинна витрата палива, частота обертання двигуна, індикаторна потужність, температура відпрацьованих газів, протитиск на випуску.

Наведені техніко-економічні показники роботи двигуна зазвичай не пов'язані суворою розрахунковою залежністю з потужністю двигуна, а представляють якісну сторону термодинамічного процесу, який можна встановити тільки експериментальним шляхом на працюючому двигуні. В процесі експлуатації СДУ для визначення ефективної потужності так само використовують показання піметра, використовують положення паливної рейки або регулювальної тяги паливного насосу.

Визначення потужності по витраті палива

Годинна витрата палива дорівнює: $G_m = b_e \cdot N_e$, або $G_m = a \cdot b_e \cdot p_e \cdot n$.

Розділивши обидві частини останнього виразу на число обертів n , отримаємо:

$$\frac{G_m}{n} = a \cdot b_e \cdot p_e \quad (1.8)$$

Якщо припустити, що питома витрата палива на всіх навантаженнях залишається постійною, то між $\frac{G_m}{n}$ і p_e була б прямолінійна залежність. Але, питома ефективна витрата палива b_e змінюється зі зміною середнього ефективного тиску, тому отримання такої залежності розрахунковим шляхом є важкою. За усередненими даними стендових випробувань або прийомоздаточних випробувань серії двигунів певної марки і однаковим регулюванням будується характеристика для двигуна, що відображає залежність

$$\frac{G_m}{n} = f(p_e), \quad (1.9)$$

яка і використовується для визначення ефективної потужності. Потужність визначається в наступному порядку [116]:

- вимірюють витрату палива G_m , кг/год, дизелем при встановленій частоті обертання колінчастого валу;
- визначають умовне значення $\frac{G_m}{n}$ витрати палива на один оберт валу;
- за поєднаною навантажувальною характеристикою, використовуючи значення $\frac{G_m}{n}$ і n , визначають потужність N_e .

Цей метод є одним з основних методів визначення потужності двигунів в судових умовах. В даний час при діагностуванні ДВЗ застосування отримали витратоміри, які вимірюють обсяг палива. Обсяг визначається шляхом контролю за допомогою спеціальної турбіни, швидкості потоку палива через трубопровід відомого перетину. Обертання турбіни може бути визначено оптичним або індуктивним датчиком. Електронна схема підсилює сигнал від датчика і вимірює його частоту, величина якої пропорційна витраті палива.

Визначення потужності по температурі відпрацьованих газів

При стендових і прийомоздаточних ходових випробуваннях температура відпрацьованих газів в загальному, випускному трубопроводі вимірюється при різних режимах навантаження. Заданої потужності і постійного числа обертів відповідає чітко визначена, для даного двигуна, температура відпрацьованих газів [122].

В процесі експлуатації СДУ трапляється можливість по графічній залежності температури відпрацьованих газів від потужності, визначивши температуру відпрацьованих газів і число обертів двигуна – визначати потужність двигуна.

Температуру відпрацьованих газів головного суднового двигуна можна розглядати також як функцію навантаження:

$$T_e = f(M_e, n), \quad (1.10)$$

де M_e - крутильний момент, який створюється двигуном при роботі за гвинтовою характеристикою, $Nм$;

n - частота обертання колінчастого валу, *об/хв*.

Температура відпрацьованих газів змінюється в залежності від числа обертів так як змінюється теплопередача від газів охолоджуючої води і мастила зі збільшенням числа обертів при незмінному моменті $M_{кр}$.

На підставі експериментальних даних будують емпіричну залежність впливу числа обертів на температуру відпрацьованих газів, в межах можливих відхилень дійсної гвинтової характеристики від теоретичної:

$$\frac{T_r}{\sqrt{n}} = f(M_e), \quad (1.11)$$

З формули (1.11) видно, що відношення T_r/\sqrt{n} залежить тільки від величини крутильного моменту M_e . Це підтверджується кривими $T_e = f(n)$ при постійному моменті, показаними на (рис.1.1).

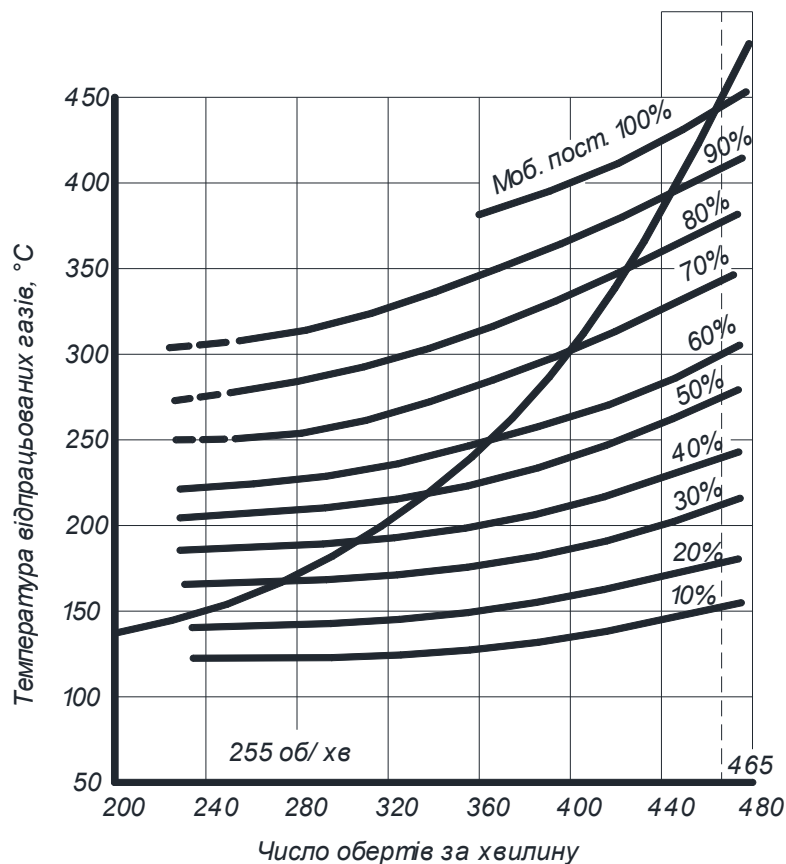


Рисунок 1.1 – Залежність температури відпрацьованих газів від числа обертів

Для визначення ефективної потужності двигуна по температурі відпрацьованих газів за даними стендових випробувань потрібно побудувати криву $\frac{T_r}{\sqrt{n}} = f(M_e)$, потім по вимірним величинам $T_2 n$ визначають значення $\frac{T_r}{\sqrt{n}}$. Користуючись кривою стендових випробувань, необхідно встановити потрібну величину крутильного моменту. Потужність, що відповідає цьому моменту двигуна, визначається за формулою:

$$Ne = \frac{M_e \cdot n}{9550}, \quad (1.12)$$

Визначення потужності по протитиску на випуску.

На початковому етапі розгляду цього питання можна сказати, що зміна протитиску на вихлопі ніяк не пов'язується виробниками зі зміною основних параметрів

роботи дизеля, в тому числі і зі зміною питомої витрати палива. І хоча в паспортах і технічних описах дизелів часто наводяться допустимий протитиск на випуск (до 200...500 мм вод. ст.), їх вплив на питому витрату палива ніколи не обумовлюється. Можна припускати, що збільшення аеродинамічного опору вихлопного тракту має привести до збільшення питомої витрати палива, оскільки на подолання цього опору, без сумніву, потрібна додаткова енергія, що виробляється в двигуні[123].

Даний метод передбачає, що величина протитиску на випуску p_z залежить від потужності розвинутої двигуном. Цю залежність можна представити в наступному вигляді:

$$p_z = f(M_e, n), \quad (1.13)$$

З іншого боку, величина протитиску на випуску залежить від довжини, форми і стану впускного тракту даної суднової установки, тобто

$$p_z = f(l, \Delta), \quad (1.14)$$

де l - довжина впускного тракту;

Δ - коефіцієнт, що відображає форму тракту.

За умови, що нагар і сажа, які відкладаються на внутрішніх поверхнях газо-впускного тракту, видаляються своєчасно і не змінюють його прохідного перетину, а коефіцієнт тертя газів об поверхню постійний, то можна прийняти для даної суднової установки p_z постійною.

Оскільки ефективна потужність є функцією крутильного моменту і частоти обертання, тобто $N_e = f(M_e, n)$, отже і $p_z = f(N_e)$.

Цю залежність важко уявити в аналітичному вигляді через складність процесу випуску (несталий тривимірний рух відпрацьованих газів).

Для визначення ефективної потужності за величиною протитиску на випуску p_z необхідно прилад для вимірювання протитиску впускних газів тарувати на даній судновій установці, де він буде встановлений на тривалий час. Так само необхідно підтримувати газовипускний тракт в стані, що дає постійну величину протитиску.

Визначення потужності за допомогою піметра

Для контролю і регулювання розподілу навантаження по окремих циліндрах двигунів, які не мають індикаторних приводів, використовується прилад, званий піметром. Він показує середній за часом тиск газів в циліндрі p_T . Піметр встановлюється на індикаторних кранах циліндрів і не вимагає спеціального приводу. Принцип дії піметра заснований на тому, що під дією періодичних змін тиску в циліндрі коливання рухомої системи приладу (з великим періодом власних коливань) будуть пропорційні середньому по часу значенню тиску в циліндрі. Шкала піметра градується на тиск p_T в межах 0,26 ... 0,52 та 0,5 ... 1,0 МПа. При вимірюванні великих значень p_T встановлюється додаткова шайба для попереднього стиснення пружини. Нижня межа частоти обертання двигуна при використанні піметра дорівнює 100 об/хв [30].

Робота, що розвивається газами в циліндрі двигуна, може бути виміряна середнім індикаторним тиском за часом, тобто по куту повороту колінчастого валу, що можна визначити по розгорнутим діаграмам.

Існує пряма залежність між середнім індикаторним тиском за часом і середнім індикаторним тиском по ходу поршня. Ця обставина сприяє застосуванню піметра, що не потребує індикаторного приводу для зняття індикаторних діаграм.

Відомі різні конструкції піметрів, засновані на принципі вирівнювання кривої тиску в циліндрі шляхом дроселювання газу, що надходить до манометру, через діафрагму з отвором малого діаметру.

Ці прилади по пристрою значно простіше індикаторів, але для кожного двигуна потрібен підбір діаметру отвору в діафрагмі. Ці обставини вимагають обов'язкової тарировки приладу перед вимірами по нормальному індикатору. Маючи криву переказного коефіцієнта середнього індикаторного тиску за часом і середнього індикаторного тиску по ходу поршня, можна визначити індикаторну потужність за показниками піметра-манометра.

Для використання піметра при визначенні потужності двигуна в умовах експлуатації необхідно при стендових випробуваннях двигуна одночасно з відображенням або виміром обертаючого моменту, вимірювати на усіх режимах навантажень за допомогою піметра середній індикаторний тиск за часом, а потім встановити залежність його від середнього індикаторного або ефективного тиску по ходу поршня. Залежність між середнім індикаторним тиском за часом і середнім індикаторним або ефективним тиском по ходу поршня можна представити графічно на діаграмі, яка використовується в умовах експлуатації або при контрольних випробуваннях для визначення потужності двигуна.

1.4. Методи вимірювання крутильного моменту

Ефективна потужність двигуна N_e виражається через крутильний момент M_e і число обертів n відомою формулою:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{9550}, \quad (1.15)$$

Для визначення значення ефективної потужності за формулою (1.15) необхідно визначити величину крутильного моменту на валу працюючого двигуна. Для цього існують два різновиди спеціальних пристроїв. Пристрої першого різновиду не тільки вимірюють крутильний момент, але і поглинають механічну енергію, що виробляється двигуном, являючись навантажувальними пристроями для двигуна. Пристрої другого різновиду тільки вимірюють крутильний момент, що передається по валопроводу. У цю групу входять різноманітні торсіометри, спеціальні динамометричні муфти, торредуктори [55, 56].

Торсіометри дозволяють вимірювати деформацію крутіння прямої ділянки валу або спеціальної муфти (кут відносного закручування двох перетинів) і по ній визначати крутильний момент. У торсіометрах суднових установок, в якості вимірювальної ділянки, використовується ділянка гребного валу. Кут закручування валу φ це кут відносного повороту двох перетинів валу, взятих на відстані l одне

від іншого, під дією крутильного моменту $M_{кр}$. Значення величини кута закручування визначається за відомою формулою:

$$\varphi = \frac{l}{G \cdot I_p} M_e \quad (1.16)$$

де G - модуль зсуву матеріалу валу, H/m ;

I_p - полярний момент інерції перерізу валу, m^4 ;

l - довжина бази торсіометру, m ;

M_e - крутильний момент, який передається валом, Hm .

Застосовується багато типів торсіометрів, що розрізняються між собою способами вимірювання кута скручування валу і передачі отриманої при цьому інформації про його значенні на фіксуючий прилад. Залежно від способу вимірювання кута закручування валу, торсіометри бувають механічні, оптичні або електричні. Найбільшу точність вимірювань показують динамометри, принцип побудови яких заснований на застосуванні електричних методів вимірювання кута закручування [13, 19 20].

Для вимірювання кута закручування застосовують всі відомі в даний час електричні методи вимірювання механічних величин. Найбільш широке застосування на практиці отримали методи тензометрії, електроакустичний (струнний) метод, індукційний, ємнісний, методи індуктивності.

При навантаженні валу аксіальним крутильним моментом відбувається його скручування на кут пропорційний крутильному моменту. Цей кут може бути виміряний за допомогою кутовимірювальної системи. Що працюють за цим принципом обертові датчики крутильного моменту з індуктивною вимірювальною системою були запропоновані на ринку вже після 1945 року. Для живлення датчика використовувалися несучі частоти в кілька сотень кГц. Таким чином, вдалося зменшити габарити котушок індуктивності системи. Амплітуда змінного вимірювального сигналу була пропорційна куту скручування вимірювального валу датчика крутильного моменту і мала ту ж частоту, що і напруга живлення. Для живлення, розташованої на обертовому валу, вимірювальної системи і для передачі модульованого по амплітуді вимірювального сигналу застосовувалися транслятори, побудовані за

принципом обертового трансформатора. Одна обмотка трансформатора закріплена на статорі, друга розташована концентрично першій на роторі. Через аксіальні і радіальні зміщення, ексцентричного обертання, зміни магнітних характеристик матеріалу і магнітних витоків можуть виникати похибки при проведенні вимірювань[18].

Тензометрична технологія вимірювань

Розвиток технології вимірювання крутильного моменту починається в 1678 році. Англійський учений Роберт Гук описав пропорційну залежність між деформацією матеріалу і напругою матеріалу у відомому законі Гука. У 1833 році англійський вчений Хантер Крісті описав мостову схему, за допомогою якої можна вимірювати найменші зміни напруги. Ця схема в подальшому отримала назву на честь другого винахідника, Чарльза Вітстоуна, (рис.1.2).

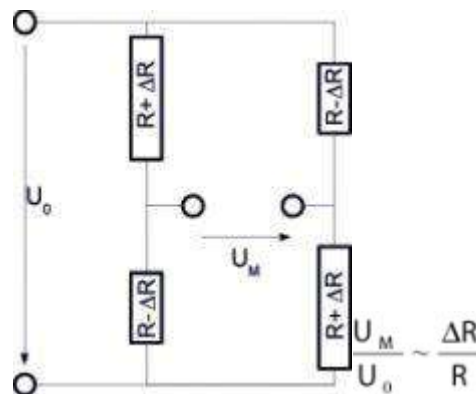


Рисунок 1.2 – Мостова схема Вітстоуна

Вільям Томсон відкрив в 1856 році залежність між розтягненням провідника і його електричним опором:

$$\Delta l / l = \Delta R / R, \quad (1.17)$$

де Δl – відносне подовження провідника;

ΔR – відносна зміна опору провідника.

Після цього тільки в 1938 році професором Руге був розроблений перший тензорезистор. Три роки пізніше з'явилися перші індустриально виготовлені проволочні тензорезистори, які дуже швидко знайшли практичне застосування. Справжнім

проривом для промислового вироблення тензодатчиків стали плівкові тензорезистори, що з'явилися в 1952 році на ринку.

Вони витравлювались на вкритій провідним матеріалом плівці. Таким способом тензорезистори виготовляються і в даний час. У тому ж році, плівкові тензорезистори були запропоновані для вимірювань крутильного моменту. Таким чином були виготовлені перші необертальні тензодатчики крутильного моменту. Найбільш важливим і частим застосуванням датчиків крутильного моменту є вимірювання на валу, що обертається. Тут розробки тривали ще кілька років, щоб запропонувати на ринку готові до застосування тензометричні датчики крутильного моменту.

Перші обертові датчики крутильного моменту

Перша передача сигналу тензомоста, наклеєного на вал, що обертається, проводилася за допомогою контактних кілець (рис.1.3).

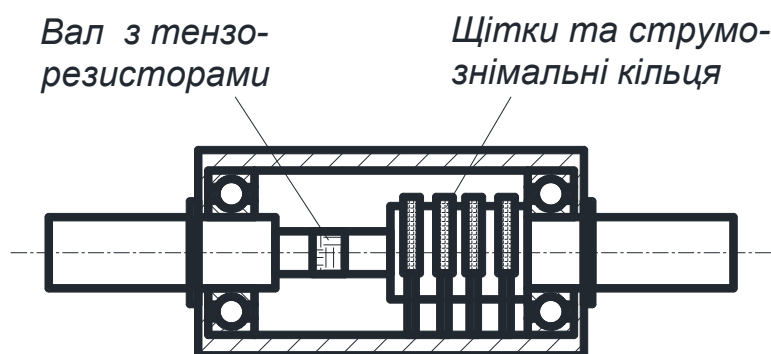


Рисунок 1.3 – Передача сигналу за допомогою контактних кілець

Контактні кільця повинні бути ізольовані від валу і один від одного. Вже найменші помилки в ізоляції можуть привести до значних помилок при вимірах. Сила натискання ковзаючого контакту повинна бути обрана так, щоб з одного боку опір контакту був якомога менше, надійність контакту повинна була бути досить високою. З іншого боку не повинно було бути допущено виникнення надмірного нагріву і зносу контактних пар. Вирішальну роль, крім вибору матеріалу, грає ретельна обробка поверхонь.

Як правило складності виникали при високих швидкостях обертання. Деякі датчики були забезпечені підйомними пристроями для щіток, які опускалися тільки при вимірах. Недоліком даної технології є те, що контактні кільця і вугільні щітки з часом зношуються і потребують заміни.

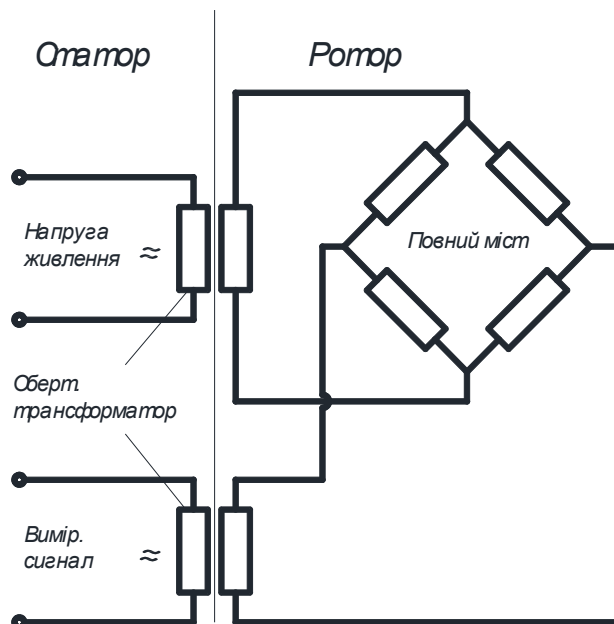


Рисунок 1.4 – Безконтактна передача сигналу з тензорезисторного моста

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.1.4). 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.

Розміри електроніки, що постійно зменшуються, дозволили в 1972 році розмістити на обертовому валу вимірювальний підсилювач. Один трансформаторний транслятор служив для живлення датчика, інший - для частотно-модульованої передачі вимірювального сигналу [18].

Тензометрична техніка тим часом розвивалася далі. Сьогодні випускаються датчики крутильного моменту як з температурною компенсацією, так і з компенсацією дрейфу сигналу. Велика перевага тензометричної техніки полягає в тому, що компенсація перешкод можлива безпосередньо в місці вимірювання. Температурна залежність модуля пружності застосовуваних матеріалів становить, наприклад, у сталі близько 3% на 100 К зміни температури. Оскільки ця величина завади входить безпосередньо в коефіцієнт чутливості датчика, його необхідно компенсувати. У датчиків з кутовимірюючою системою, якщо і робиться компенсація, то вона проводиться в підсилювачі. Таким чином тут обов'язково потрібно зважати на вплив температури. Кутовимірюючі датчики мають ще одну проблему в тому, що для вимірювання крутильного моменту потрібно відносно великий кут скручування. Це веде до м'яких торсіонних конструкцій, які дозволяють здійснювати тільки повільні вимірювальні процеси. Розміри електроніки, що постійно зменшуються і, відповідно, поліпшуються можливості передачі вимірювального сигналу, призвели до зміни ринку датчиків крутильного моменту в тому напрямку, що тепер вони поставляються з інтегрованими підсилювачами.

Сучасні обертові датчики крутильного моменту

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. Через це в минулому збільшували рівень сигналу датчика. Рішення даної проблеми лежить в цифровій сенсорній електроніці. Схема її принципової механічної конструкції представлена на (рис.1.5).

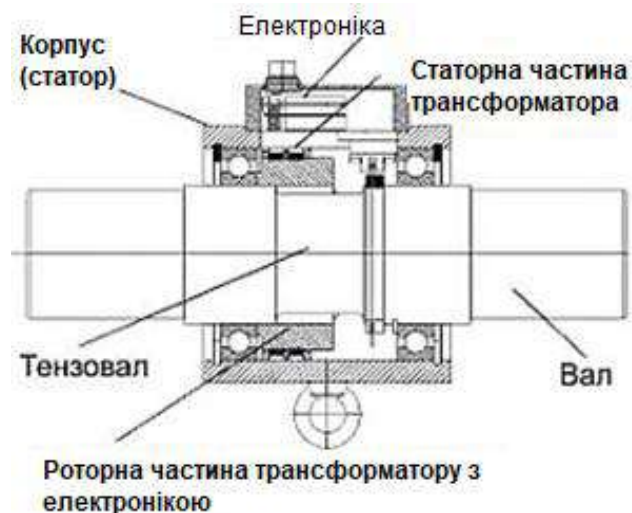


Рисунок 1.5 – Тензовал з сенсорною цифровою електронікою

На валу знаходиться звужене по діаметру місце, де наклеєний тензOMETричний 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.

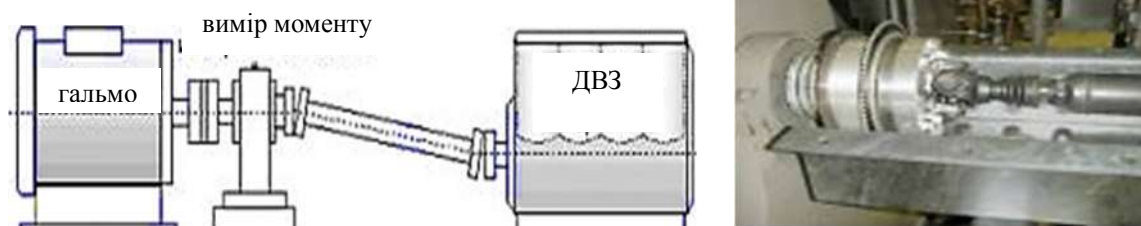


Рисунок 1.6 – Стенд випробування двигунів внутрішнього згоряння

На (рис.1.6.) датчик приєднується безпосередньо до гальма. Під'єднання двигуна внутрішнього згоряння відбувається за допомогою колінчастого валу. Це значно спрощує вирівнювання випробовуваного об'єкту. Крім того вібрація двигуна не так сильно передається на датчик.

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.

1.5. Принципи побудови сучасних систем контролю ефективної потужності СЕУ.

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.

Система Kuma Shaft Power (KPM) – 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.1.7.).



Рисунок 1.7 – 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 (рис.1.8.).



Рисунок 1.8 – Дисплей системи Кума Shaft Power.

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 Кума Shaft Power приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. – Значення похибки вимірювань системи КРМ

Вимірюваний параметр	Відносна погрішність
Обертаючий момент	< + 0,5%
Упор	< + 2,0%
Число обертів	< + 0,1%
Потужність	< + 0,5%

Можна відзначити ряд переваг системи Кума 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.

Система LEMAG Shaftpower – 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.1.9). 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.



Рисунок 1.9 – Секція валолінії з встановленими датчиками положення

Дані вимірів, через послідовний інтерфейс RS - 422, передаються і відображаються на сенсорній панелі в режимі "реального часу" (рис.1.10.). Порівняння фактичних даних із заздалегідь встановленою гвинтовою характеристикою дає операторові можливість уникнути перевантаження двигуна.

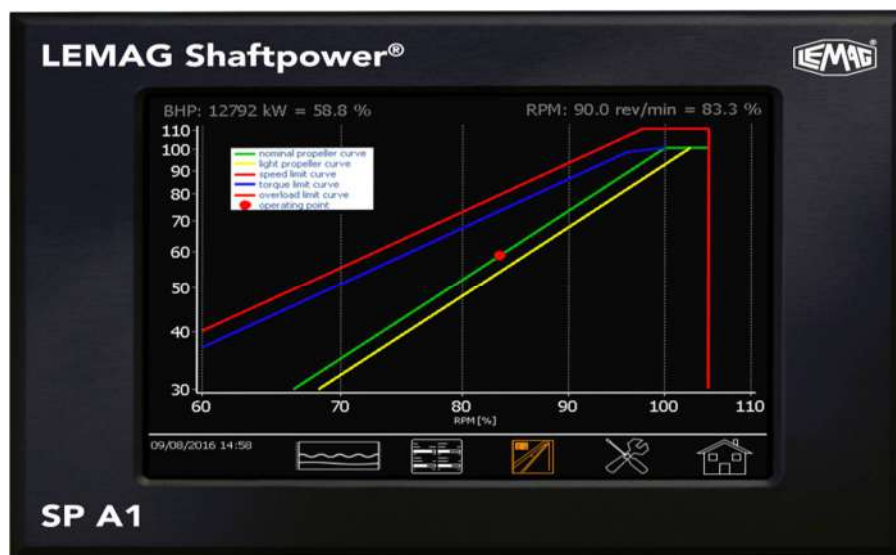


Рисунок 1.10 – Основний робочий екран системи LEMAG Shaftpower

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

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.

Система Maihak Shaft Power Meter – застосовується на суднах 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 (рис.1.11.).



Рисунок 1.11 – Вібраційний струнний перетворювач MDS 31

Система Maihak Shaft Power Meter включає в себе наступні основні компоненти (рис.1.12.):

- 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.

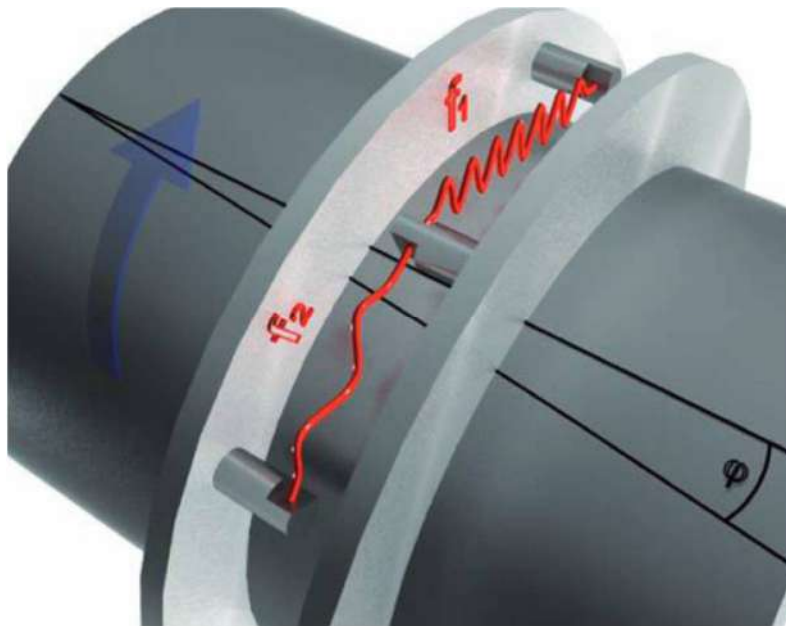


Рисунок 1.12 – Принцип дії і приклад установки системи

Maihak Shaft Power Meter.

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.1.13.).



Рисунок 1.13 – 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.

Висновки по першому розділу

1. Розробка методів оперативного контролю ефективних параметрів суднових дизельних установок в експлуатації дасть можливість встановити найбільш вигідні режими роботи СДУ, уникнути перевантаження двигуна і вибрати шляхи поліпшення її техніко-економічних показників.
2. Застосування непрямого методу для визначення потужності двигунів показує, що отримувана похибка при хорошому регулюванні і доведенні двигуна може не перевищувати 3%.
3. Існують обмеження при використанні торсіометрів на середніх і малих судах. На цих судах довжина відкритого валопроводу мала для установки приладу, а конструкціями більшості торсіометрів передбачається наявність відносно великої бази.
4. Недоліком прямих способів вимірювання крутильного моменту є вплив моменту інерції обертання маси сполучного валу на результати вимірювання, а також крутильні коливання, які викликають коливання вихідного сигналу і впливають на точність вимірювання.
5. Вимірювання потужності по крутильному моменту за допомогою торсіометра незалежно від його конструкції, вимагає визначення дійсного значення модуля зсуву G для матеріалу гребного валу, який можна визначити лише при будівництві судна або при заміні ділянки проміжного валу новим. При використанні середнього значення G похибка вимірювань істотно збільшується.
6. У зв'язку з високою вартістю апаратних систем вимірювання крутильного моменту на валу, складністю метрологічної підтримки більшість морських транспортних судів не обладнано ними у даний час.
7. Визначаючи потужність по виміру сили струму і напруги на клеммах електрогенератора необхідно враховувати клас точності встановлених на розподільному щиті вимірювальних приладів який становить для повірених приладів близько 1%. Загальна похибка при визначенні ефективної потужності по напрузі і силі струму за допомогою вимірювальних приладів, в залежності від точності вимірювальних приладів, може досягати близько 2%.

8. Застосування методів математичного моделювання робочого процесу, методів гармонійного аналізу, використання апробованої розрахункової залежності для визначення механічного ККД на часткових режимах, запропонованою Г.О. Конаковим, дозволяє розробити новий стійкий метод визначення значення механічного ККД, який використовує значення частотних параметрів роботи СДУ, що визначаються з високою точністю в експлуатації.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ. ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СДУ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1. Технологічна карта досліджень

Видатний вчений свого часу, член-кореспондент Академії Наук СРСР доктор технічних наук професор Іван Іванович Кринецький був керівником більше ніж 130 науковців - докторів і кандидатів наук. Як фахівець в області теорії автоматичного управління І. І. Кринецький спроектував схему технологічної карти наукових досліджень по аналогії з функціональною схемою системи автоматичного регулювання з негативним зворотним зв'язком. Що завершує наукове дослідження, 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.

Нині при реалізації проектів найбільших ІТ- компаній: Microsoft MindMap©, ConceptDraw MindMap©, Microsoft Project©, ConceptDraw Project© [52, 53] та ін., розглядається концепція графічного або віртуального представлення наукової та організаційної діяльності. Наприклад, сучасні засоби on - line програмування вирішують завдання, аналогічні поставленим свого часу професором І. І. Кринецьким.

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» [51].

Запит або проблема, поставлена практикою експлуатації дизельних СЕУ, полягає в необхідності контролю ефективних параметрів СДУ (вимоги ІМО), що дозволяють нормувати навантаження СДУ, визначати допустимий рівень емісії шкідливих газів, діагностувати технічний стан і контролювати виконання нормативів витрати палива та мастила [120].

Вирішення цієї проблеми полягає, в розробці методу визначення механічного ККД на поточному експлуатаційному режимі за допомогою визначуваних з високою точністю величин в експлуатаційному режимі СДУ.

Робоча гіпотеза полягає в тому, щоб використати частотні характеристики ГТН СДУ, з високою точністю визначувани в експлуатації. Причому точність їх визначення має бути підвищена за рахунок аналітичного методу усунення витоку потужності в дискретному спектрі віброакустичних сигналів ГТН СДУ. Методи та засоби оцінки механічних втрат СДУ і визначення механічного ККД, вживані раніше, часто не дозволяють ефективно вирішити це завдання в умовах експлуатації дизельної СЕУ, оскільки непрямі методи недостатньо точні і найчастіше мають суб'єктивний характер, а застосування прямих методів виміру крутильного моменту, мають обмеження (див. висновки першого розділу), що складає суть наукової проблеми, рішення якої присвячена ця робота.

Об'єктом дослідження є процес експлуатації СДУ і, пов'язані з ним, методи визначення ефективних параметрів СДУ.

Предметом дослідження є визначення залежностей ефективних параметрів СДУ від параметрів системи газотурбонаддування і синтез методу контролю ефективних параметрів СДУ, застосовного в експлуатації.

Таким чином, формується *тема досліджень*: "метод контролю ефективних параметрів суднової дизельної енергетичної установки в експлуатації".

Метою дослідження є розробка методу контролю ефективних параметрів роботи СДУ, що реалізується під час експлуатації.



Рисунок 2.1 – Технологічна карта дисертаційного дослідження

Підтвердження робочої гіпотези вимагає рішення чотирьох завдань наукового дослідження.

Перше головне завдання - Аналіз існуючих методів контролю ефективних показників СДУ з точки зору застосування їх в експлуатаційних умовах. Тут дано аналіз апаратних і аналітичних методів визначення механічних втрат і механічного ККД. Показані переваги і недоліки існуючих методів. У зв'язку зі складністю метрологічної підтримки та високою вартістю апаратних систем вимірювання крутильного моменту на валу більшість морських транспортних суден не обладнано

ними в даний час. При цьому є можливість безпосередньо під час експлуатації визначати індикаторні параметри робочого процесу (середній індикаторний тиск і потужність) і частотні характеристики газотурбонагнітачів СДУ.

Запропоновано концепцію використання базової методики професора Конакова Г.О. за визначенням механічного ККД на часткових режимах і зроблено висновок про те, що уточнення цієї методики може бути зроблено за допомогою частотних характеристик ГТН СДУ, які з високою точністю визначаються в експлуатації.

Друга головна задача - *Розробка методу визначення ефективних параметрів СДУ з використанням індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик ГТН.* Проведено математичне моделювання робочого процесу СДУ з метою визначення характеристик часткових режимів і дослідження впливу зовнішніх факторів на основні параметри робочого процесу. Моделювання проводилося на базі першого початку термодинаміки, згідно з яким теплота dQ_x виділена за елементарний час витрачається на зміну внутрішньої енергії газу, здійснення роботи й тепловіддачу в стінки. Значення основних індикаторних параметрів, які використовуються для уточнення коефіцієнтів моделі, можна з великою точністю визначити використовуючи дані систем моніторингу робочого процесу. Далі за допомогою методів оптимізації можна визначити точні значення амплітудних і фазових коефіцієнтів закону тепловиділення, і адаптувати математичну модель до поточного режиму навантаження СДВЗ. Для оцінки швидкості тепловиділення в циліндрі СДУ використовується трифазна модель В. С. Семенова - В. І. Квятковського. Модель розроблена на кафедрі СЕУ і ТЕ ОНМУ, пройшла апробацію і адаптована для широкого класу СДУ. Модель точніше описує реальний процес для сучасних СОД і МОД, де все частіше застосовують більш складні закони подачі палива.

За допомогою математичної моделі можна проаналізувати вплив експлуатаційних факторів на основні параметри робочого процесу і дати аналіз застосування методики професора Г.О. Конакова за визначенням механічного ККД на часткових

режимах СДУ з використанням індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик ГТН.

Третя головна задача - оцінка точності визначення частоти обертання ГТН за допомогою аналізу віброакустичних сигналів повітряного компресора з урахуванням зашумленості вихідних даних. Для розрахунку механічного ККД на поточному режимі використовується відношення частот обертання ГТН, що визначаються на експлуатаційному режимі за допомогою спектрального аналізу віброакустичних сигналів турбокомпресора. За допомогою дискретного перетворення Фур'є розраховується амплітудний спектр віброприскорення компресора ГТН. Визначаються основні інформативні гармоніки в спектрі. Остаточний розрахунок дійсних значень частот обертання проводиться за допомогою процедури усунення ефекту «витоку» енергії спектру. В рамках вирішення даного завдання проведено дослідження впливу на точність визначення частоти обертання ГТН білого шуму у вихідному сигналі, амплітуда якого 5% і 10% від амплітуди вихідного сигналу. Результати дослідження показали що частота обертання ГТН СДУ на поточному навантажувальному режимі може бути визначена з похибкою менш як 1% за допомогою методів спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора ГТН.

У результаті вирішення третьої головної задачі отримав подальший розвиток метод віброакустичного контролю частотних характеристик ГТН СДУ в експлуатації.

Четверта головна задача - розробка і апаратна реалізація методу розрахунку ефективних параметрів СДУ, що використовує віброакустичний контроль частотних характеристик ГТН. У результаті вирішення четвертої задачі розроблений мікроконтролерний обчислювач, що реалізовує досліджений в роботі метод визначення ефективних параметрів. Точність значень ефективних параметрів суднової дизельної енергетичної установки в умовах експлуатації експериментально підтверджена в натурних умовах.

У результаті вирішення четвертої головної задачі формується наукове положення роботи:

- розроблено та обґрунтовано новий підхід до теорії визначення ефективних параметрів СДУ, відповідно до якого частотні характеристики ГТН є необхідною умовою для оцінки навантажувального режиму СДУ. Показано, що в рамках цього підходу усунені проблеми традиційних методів контактного визначення ефективних показників СДУ.

Узагальнений результат науково-дослідної роботи: *рішення задачі контролю ефективних параметрів СДУ в умовах експлуатації за допомогою аналізу індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик газотурбонагнітачів.*

Новий науковий напрям: *експрес-методи контролю ефективних параметрів СДУ.*

2.2. Визначення індикаторних параметрів СДУ в експлуатації

Конкуренція в сфері морських перевезень, високі ціни на паливо і вимоги ІМО зменшити викиди NO_x і SO_x в випускних газах СДУ стимулює процес вдосконалення судових дизелів. Починаючи з 1976 року провідні фірми виробники приблизно кожні три роки випускали нову модифікацію дизелів. У 1983 році був створений новий клас двигунів - довгоходові двигуни. Поліпшення економічності нового класу дизелів досягається за рахунок застосування ізобарного надування, збільшення ступеня розширення газу в циліндрі, збільшення ККД газотурбонагнітача [3, 5, 6, 37, 118].

З іншого боку у сучасних дизелів збільшилася механічна напруженість на ЦПГ і КШМ. Істотно зріс максимальний тиск циклу $P_z(P_{max})$. Наприклад, на деяких моделях СОД максимальний тиск згоряння P_z на номінальному режимі доходить до 250 бар (до 180 у МОД), температура випускних газів – до 500 °С і більше (до 300 °С у МОД), тиск надувального повітря – до 4 бар і більше (до 3 бар у МОД) [3]. У цей період, починаючи з 70-х рр., з'явилася велика кількість публікацій, присвячених діагностиці технічного стану СЕУ [27, 70-83]. Розглядалися в комплексі

методи і алгоритми діагностування, підтримання надійності при виникненні відмов, моделі об'єктів. Для попередження відмов розроблялася планово - попереджувальна системи обслуговування і ремонту. З появою перших ПЕОМ, а в наслідку мікроконтролерів, стало можливим створення вимірювальних систем «реального часу» для визначення і реєстрації основних параметрів робочого процесу СДУ в експлуатації [12, 39, 40]..

Сучасні комп'ютерні системи моніторингу СДВЗ можна розділити на стаціонарні, переносні системи і системи, що реалізують метод «розділеного моніторингу» (рис.2.2). Стаціонарні системи недостатньо поширені на судах 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.



Рисунок 2.2 – 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 індичіювання записуються в енергонезалежну пам'ять. Після проведення індичіювання 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 індичіювання 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 Oprtrand; ємнісні датчики PS-16, тензометричні датчики GT-20 і ін.) [112, 113].

Система *Malin 6000 Engine Performance Analyser* ©

Malin 6000 – комерційна портативна система розділеного моніторингу, розроблена компанією Malin Instruments Ltd. Система призначена для аналізу робочого процесу дизеля і визначення значень індикаторних параметрів СДУ в експлуатації. Використовуючи датчик тиску газів в циліндрі Malin 6000 проводить запис діаграм тиску, синхронізованих по куту повороту колінчастого валу. Датчик тиску встановлюється на стандартний індикаторний кран.

Для точної синхронізації на 2-х тактних МОД використовується прецизійний датчик AVS (рис.2.3) - датчик кута повороту колінчастого валу. Датчик виробляє 3600 імпульсів за один оберт двигуна і це забезпечує фазову похибку $0,1^\circ$ ПКВ. Для визначення положення нижньої мертвої точки (НМТ) AVS-датчик використовується спільно з магнітним або оптичним фазовим датчиком положення ВМТ поршня (рис.2.3). Точність у визначенні фаз важлива для визначення значення середнього індикаторного тиску *IMEP*.

Після передачі даних результатів індиціювання на ЕОМ, проведення розрахунку та аналізу значень індикаторних параметрів, формується зведений звіт роботи СДУ для обраного навантажувального режиму (рис.2.4).

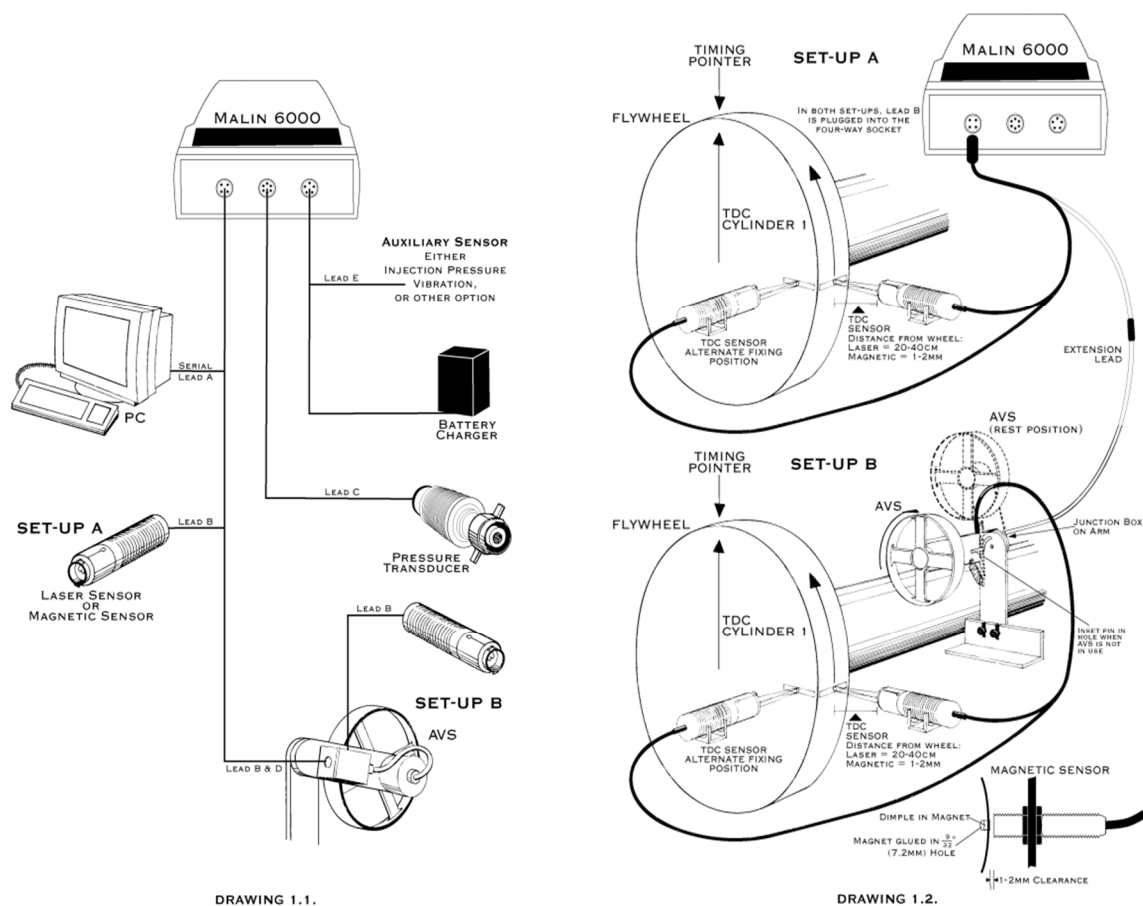


Рисунок 2.3 – Склад системи Malin 6000. Датчик тиску газів в циліндрі і датчик AVS (кутової швидкості КВ)

SAGA MOON PORT MAIN 15:34 26/09/00 4672.0 Hours

Bore 320mm Conrod 890mm Indicated Power 646.6 kW
 Stroke 420mm Load 0.0% Mean Indicated Power 71.8kW
 Boost 2.3Bar

CYL	Pmax	Pcomp	Pdiff	Power	%MCR	Speed	APmax	IMEP	Pign	Aign	IDEL
1	76.8	44.6	32.3	93	28.8%	406.8	6.9a	6.1	40.1	1.0b	19.0
2	80.6	53.9	26.7	106	33.0%	406.8	8.5a	9.3	38.3	4.0b	16.0
3	72.3	60.2	12.1	65	20.2%	406.8	3.4a	5.7	40.8	3.0b	17.0
4	67.1	47.0	20.1	72	22.4%	406.8	5.5a	6.3	39.9	1.5b	18.5
5	77.0	60.2	16.7	66	20.4%	406.8	3.9a	5.7	41.6	2.5b	17.5
6	77.4	56.6	20.8	67	20.7%	406.8	3.8a	5.8	41.2	2.0b	18.0
7	70.1	39.0	31.1	70	21.7%	406.8	6.5a	6.1	39.0	0.0a	20.0
8	61.8	39.8	22.0	53	16.5%	406.8	6.0a	4.6	39.8	0.0a	20.0

Speed

Рисунок 2.4 – Приклад зведеного звіту за результатами індиціювання системою Malin 6000.

Система *DEPAS D4.0H* з функцією розділеного моніторингу

Система розроблена на кафедрі СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету за участю автора даної роботи і призначена для використання на суднових дизелях і на берегових дизельних енергетичних установках. Система DEPAS D4.0H пройшла досліду експлуатацію і застосовується для діагностики головних і допоміжних суднових дизелів, залізничних дизелів і берегових дизельних електростанцій [111]. Основні технічні характеристики системи DEPAS D4.0H наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Технічні характеристики системи DEPAS D4.0H

Характеристика	Значення величини
Напруга живлення, В	Акумуляторне , 6 VDC
Споживана потужність, Вт	Не більше 1 Вт

Діапазон вимірювання тиску, бар	0÷220 бар
Межа допустимої основної погрішності вимірювання тиску	±1.5 %
Максимальна робоча температура поверхні корпусу датчика тиску газів PS-16, °C	350 °C
Діапазон вимірювання частоти обертання вивідного валу, об/хв	10 ÷ 1000 об/хв
Межа допустимої основної погрішності вимірювання частоти обертання вивідного валу	±0.2 %
Частотний діапазон роботи вібродатчика VS-20, kHz	0.1÷18 kHz
Смуга пропускання перебудованого частотного фільтра, кГц	1.0 кГц
Максимальна робоча температура вібродатчика VS-20, °C	90 °C
Режим перегляду контрольованої величини	Цифровий
Процесор системи	RCM2020, 25 MHz
АЦП	AD7888-125 kHz, 12 bit, 8 ch
Програмне забезпечення	Dynamic C, Assembler
Кількість каналів вимірювання	2
Час автономної роботи	~ 10 годин



Рисунок 2.5 – Система DEPAS D4.0H. Приклад установки датчиків системи.

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. Процесор системи виконує попередній розрахунок і запис значень 3-х ключових параметрів:

- Pz – максимальний тиск згоряння і його середнє, мінімальне і максимальне значення за декілька робочих циклів;
- RPM – частота обертання колінчастого валу дизеля;
- Pt – 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.

Більшість сучасних комп'ютерних систем моніторингу СДВЗ не визначають параметри роботи механізму газорозподілу і подачі палива під час роботи двигуна.

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 [49]. 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 (рис.2.5). Вібродатчик VS-20 стандартно включений до складу системи DEPAS. Датчик має магнітну основу і міцно фіксується в місцях контактів. Визначення зазначених параметрів відбувається без безпосереднього впровадження в паливну апаратуру високого тиску і спеціальних кріплень до МГР.

На рисунку (рис.2.6) показаний один із прикладів характерного дефекту паливної апаратури в звітах системи DEPAS D4.0H (знос плунжерної пари ПНВТ або протікання всмоктуючого клапану).

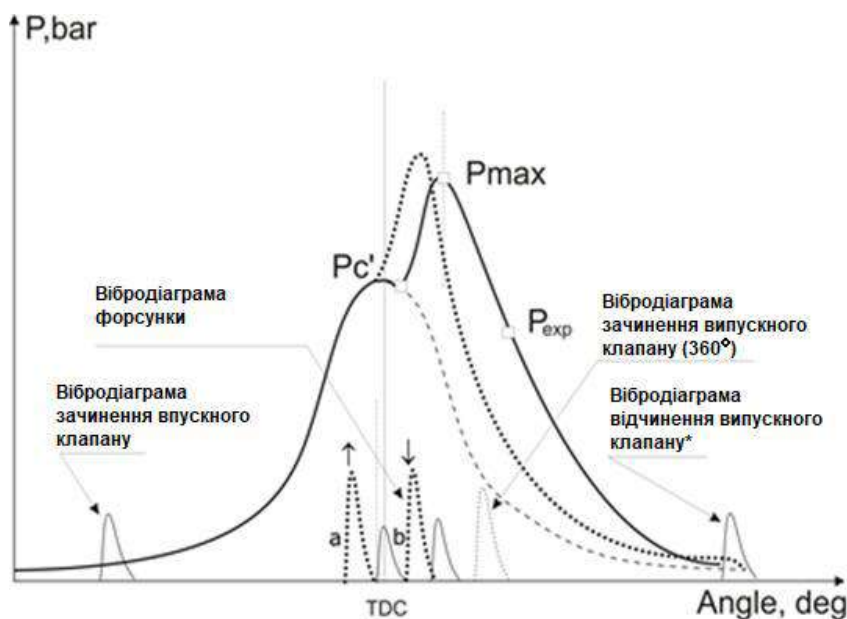


Рисунок 2.6 – Знос плунжерної пари ПНВТ (можливо, протікання всмоктуючого клапану).

На рисунку: a – передній фронт першого віброімпульсу відповідає підйому голки форсунки, b – передній фронт другого віброімпульсу відповідає посадці голки форсунки.

По кривій тиску зміщується за ВМТ початок видимого згоряння P_c' . Зменшується P_z , збільшується P_{exp} і температура випускних газів.

По вібродіаграмі змінюється форма, зменшується амплітуда і зміщується вправо вібродіаграма форсунки.

Для визначення ВМТ, НМТ в системах D4.0H використовується програмна синхронізація даних, яка робиться розрахунковим шляхом за допомогою PLS- алгоритму "безфазової синхронізації". Перша версія PLS-алгоритму була розроблена в 1994 р. для переносних систем DEPAS 2.34. Корекція розрахункового значення ВМТ проводиться виходячи з того, що за відсутності згоряння в циліндрі швидкість зміни тиску в ВМТ дорівнює нулю [111, 117].

$$dP_{comp} / d\varphi_{вмт} = 0, \quad (2.1)$$

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.

Потрібно відзначити, що застосування PLS-алгоритму для синхронізації даних враховує вплив скручування колінчастого валу, можливу невідповідність між справжнім станом ВМТ і відміткою на маховику, враховує вплив кінцевої швидкості проходження хвилі тиску в каналі індикаторного крану.

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 ВМТ і НМТ не перевищує 0.5° ПКВ. Програмна синхронізація проводить розрахунок наступних параметрів:

- середній індикаторний тиск P_i , MIP ;
- індикаторна потужність циліндра $N_i \setminus \setminus P_i$;
- частота обертання колінчастого валу RPM ;

- максимальний тиск згоряння в циліндрі $p_z, p_z^{\min}, p_z^{\max}(\varphi p_z) \setminus p_{\max}, p_{\max}^{\min}, p_{\max}^{\max}(\varphi p_{\max})$
- максимальний тиск стиснення p_{comp} ;
- тиск на лінії розширення (36° після ВМТ) p_{exp} ;
- максимальна швидкість підвищення тиску $v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$;
- ступінь підвищення тиску $\lambda = \frac{p_{\max}}{p_{comp}}$;
- тиск на початку згоряння $p'_c(\varphi P'_c)$;
- дійсні та геометричні фази подачі палива $\alpha, \alpha^G, \varphi_{INJ}, \varphi_{INJ}^G$;
- період та кут затримки самозаймання палива $\tau_D, \varphi \tau_D$;
- фази газорозподілу $\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}, \varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op}$;
- аналіз технічного стану ПА і МГР;
- тиск в будь-якій точці діаграми Px ;
- дані спектрального-FFT аналізу (опція).

Так само програмне забезпечення системи формує звіт по робочому процесу в кожному циліндрі та зведений звіт по двигуну.

2.3. Побудова моделі робочого процесу СДЕУ з заданим законом тепло-виділення

Ефективність експлуатації суднової дизельної енергетичної установки (СДЕУ) з кожним роком набуває все більшої актуальності. Додаток VI Конвенції МАРПОЛ 73/78, в якому вказані норми викидів NO та SO [1] накладають обмеження на викиди в атмосферу оксидів сірки та азоту з відпрацьованими газами. Вживання заходів щодо підвищення ефективності експлуатації СДЕУ стимулюють високі ціни на паливо.

Такими заходами є: своєчасне та оперативне усунення виникаючих в експлуатації дефектів паливної апаратури та механізму газорозподілу; підвищення

ефективності робочого циклу та поліпшення якості згоряння палива; забезпечення рівномірності роботи циліндрів [108].

Виникаючі та прогресуючі з часом дефекти паливної апаратури окремих циліндрів призводять до збільшення різниці індикаторних циліндрових потужностей. Як результат різниці циліндрових потужностей виникає розбаланс механічних та теплових навантажень між циліндрами двигуна. Щоб не допустити аварії одного, надто навантаженого циліндра, вимушено знижують потужність всього двигуна [86, 87, 96, 97]. В результаті збільшується питома ефективна витрата палива.

Розбаланс потужностей по циліндрах збільшує вібрацію двигуна. Вібрація корпусу двигуна, що збільшується, і особливо газотурбонагнітача, може обмежити експлуатаційну потужність на рівні до 60% від номінальної. 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 [89- 94].

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 ТА та МГР [5, 6, 11].

Побудова математичної моделі робочого процесу базується на 1-му законі термодинаміки:

$$dQ_x = dU + pdV + dQ_w, \quad (2.2)$$

де dQ_x - теплота, що виділяється при згорянні палива, витрачається на здійснення роботи pdV , зміна внутрішньої енергії робочого тіла dU та передачу тепла через стінки циліндра dQ_w .

Для урахування процесів газообміну та роботи турбокомпресора, а так само для урахування втрат тепла через стінку циліндра, використовується програмне забезпечення [85], розроблене на базі методики, викладеної в лекціях професора В.С. Семенова [3].

Для оцінки швидкості тепловиділення в циліндрі використовується трифазна модель В.С.Семенова - В.І.Квятковського, [43, 44] :

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2}; \quad (2.3)$$

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:

$$A_1 = \frac{181,4}{\Pi_n} \Pi_{H1}^2 \frac{\varphi_1}{\varphi_i}; A_2 = \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{H2}^{0,5} \varphi_2; A_3 = \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{H3}^{0,5} \varphi_3. \quad (2.4)$$

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 впорскнутого палива за період затримки самозаймання і за увесь процес впорскування палива.

За допомогою методу В.С. Семенова - В.І. Квятковського можна зробити точне моделювання тепловиділення і робочого процесу дизеля при однофазному і ба-

гатофазному законам подачі палива. Використання трифазної моделі тепловиділення в циліндрі дозволяє моделювати багатофазне впорскування палива, (рис.2.7), що реалізоване в сучасних МОД і СОД [85].

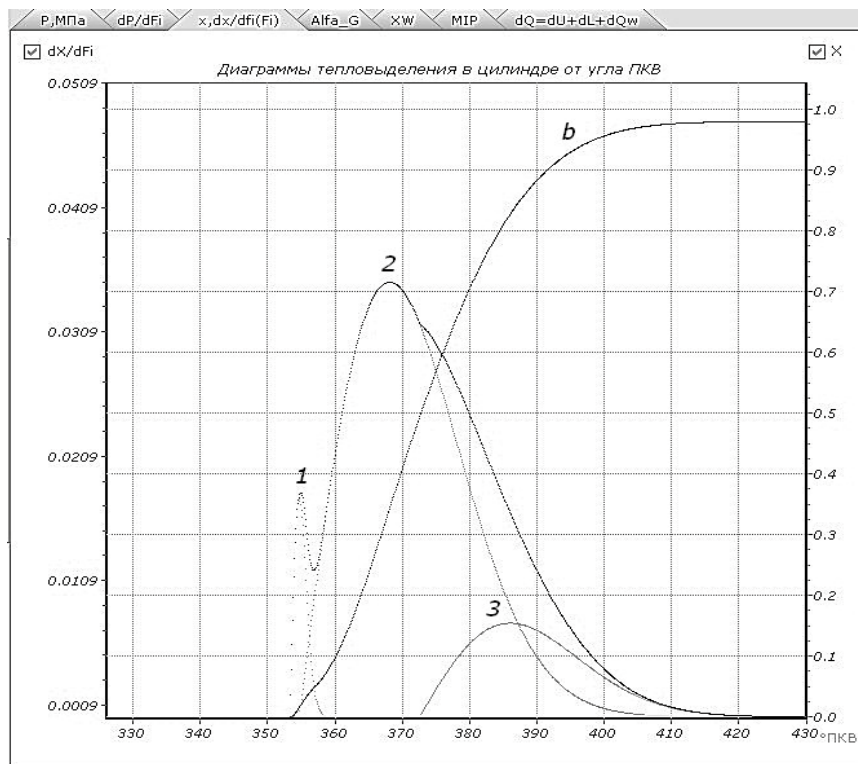


Рисунок 2.7 – Криві тепловиділення в циліндрі

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

b – сумарна доля теплоти, що виділилася.

Початкові значення навантажувальних критеріїв розраховуються за такими залежностями [5]:

$$P_H = \frac{q_{ц}}{\rho_s V_a}; P_{H1} = P_H \frac{q_{\tau}}{q_{ц}}; P_{H2} = \frac{q_2}{\rho_s V_a}; P_{H3} = \frac{q_3}{\rho_s V_a}, \quad (2.5)$$

де ρ_s – густина надувального повітря;

V_a – об'єм циліндру на початку стиснення;

$q_{\text{ц}}, q_{\tau}$ – 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 згорання.

Кероване впорскування палива, що використовується в технологіях 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. Початковими значеннями (початковими умовами) окремих фаз впорскування можна приймати дійсні кути подачі палива ($\alpha_1, \alpha_2, \dots$), що одержуються за допомогою системи моніторингу DEPAS D4.0H.

Безградієнтний метод оптимізації Powell'64 дозволяє уточнити значення коефіцієнтів закону тепловиділення при багатофазному впорскуванні палива [117].

Після уточнення значення циклової подачі питомий індикаторний b_i та ефективний b_e витрати палива визначаються за допомогою наступних, відомих залежностей:

$$b_i = \frac{60 * RPM * q_{\text{ц}} * i * z}{N_i}; \quad (2.6)$$

$$b_e = b_i / \eta_M,$$

де $z = 0.5(1.0)$ для 4-х (2-х) тактних ДВЗ;

i – кількість циліндрів;

η_M – механічний ККД., який визначається на часткових режимах за допомогою методики професора Г.О. Конакова [41,42].

З рішення рівняння (2.2), записаного у вигляді кінцевих різниць та рівняння стану газу виходить система рівнянь (2.7), вирішуючи яку ітераційним методом отримуємо основні розрахункові діаграми $P(\varphi), T(\varphi)$:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{j+1} = \frac{q_{Ц} Q_H \Delta x + M_j c_{Vj} T_j - 500 p_j (V_{j+1} - V_j) - \Delta Q_W}{0,5(V_{j+1} - V_j) + c_{Vj} V_{j+1} / R} \cdot 10^{-3}; \\ T_{j+1} = \frac{p_{j+1} V_{j+1}}{R M_{j+1}}; \\ \Delta x = 0,5 \left[\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_j + \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_{j+1} \right] \Delta \varphi, \end{array} \right. \quad (2.7)$$

де p_{j+1}, T_{j+1} - тиск та температура в $J + 1$ точці;

Δx - частка теплоти, що виділилася на розрахунковій ділянці;

$q_{Ц}, Q_H$ - циклова подача палива та нижча теплота його згоряння;

M_j, c_{Vj} - число молей та теплоємність газу в циліндрі на розрахунковій ділянці;

V_j, V_{j+1} - об'єми циліндру на початку та в кінці розрахункової ділянки;

ΔQ_W - втрата теплоти в стінки циліндру;

$R = 8.31(44)$ Дж/(моль•К) - універсальна газова стала;

При розрахунку ізохорних теплоємностей c_{Vj}, c_{Vj+1} , що використовуються при визначенні внутрішньої енергії газу dU (2.2), на відміну від прийнятої раніше [3] однопараметричної лінійної залежності $c_v' = f(T)$, використовується точніша двопараметрична залежність $c_v' = f(T, P)$ [85].

Моделювання режимів "economy" та "emission" дизеля MAN 12K98ME-C

Як приклад можна показати процес моделювання двох режимів дизеля MAN 12K98ME-C. Були взяті результати індиціювання головного двигуна діючого судна та проведено порівняння з результатами, отриманими в процесі моделювання [105]. Результати індиціювання судна на двох режимах виявили в режимі "emission" істотне збільшення питомої витрати палива (на 6 г / (кВт * год)), зменшення середньої температури випускних газів (на 35 °С) при приблизно тій же індикаторній потужності та оборотах головного двигуна. У вихідних даних двох моделей, були закладені реальні значення, отримані на працюючому дизелі, для подальшого аналізу

отриманих результатів. У режимі "emission", як і на реальному дизелі, змінені початок подачі палива в циліндр, тривалість уприскування (при незмінній цикловій подачі) палива в циліндр та температура залишкових газів. Всі інші значення не змінювалися. Результат моделювання в двох режимах показав адекватність моделі, як по питомій витраті палива, так і по індикаторній потужності. Графічне відображення результатів наведено на (рис. 2.8).

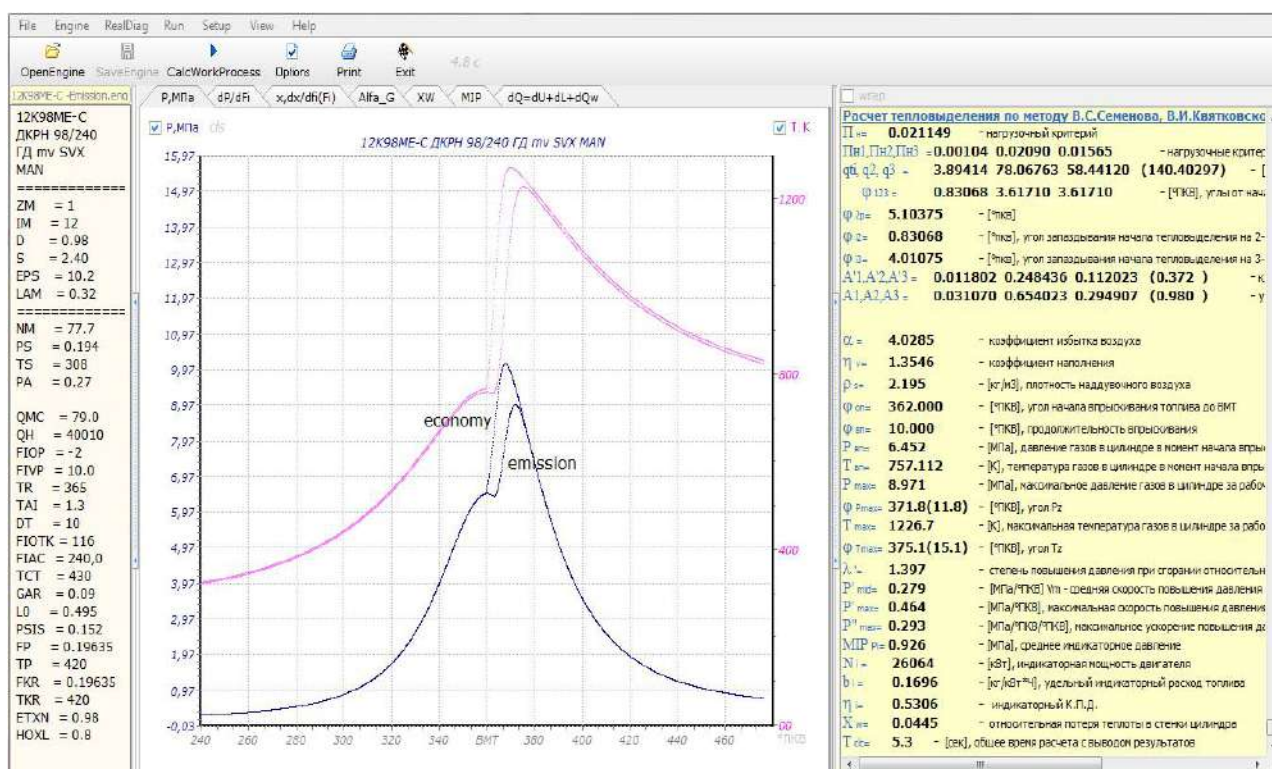


Рисунок 2.8 – Порівняння робочих процесів дизеля 12K98ME-C на режимах "economy mode" і "emission mode".

Більш низькі температури у циліндрі в режимі "emission mode" характеризують зменшену частку NOx у випускних газах.

Висновки по другому розділу

1. Виконання математичного моделювання робочого процесу дозволяє проаналізувати ефективність поточного режиму експлуатації СДВЗ, зробити оцінку резерву його навантаження і визначити оптимальне поєднання налагоджувальних параметрів ПА і МГР.
2. За допомогою математичної моделі можна проаналізувати вплив експлуатаційних факторів на основні параметри робочого процесу і дати аналіз застосування методики професора Г.О. Конакова за визначенням механічного ККД на часткових режимах СДУ з використанням індикаторних параметрів робочого процесу і частотних характеристик ГТН.
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 впорскування палива.
4. Виконання моделювання робочого процесу в режимі реальної експлуатації дозволяє уточнити витрату палива і провести оцінку стану основних вузлів двигуна.
5. 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.
6. 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.

РОЗДІЛ 3

РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПОКАЗНИКІВ СДУ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

3.1. Обґрунтування і розробка методу визначення ефективних показників СДУ в експлуатації

Аналіз характеристик систем торсіографування показав, що існують обмеження при використанні торсіометрів на середніх і малих судах. Це пов'язано з тим, що на цих судах довжина відкритої ділянки валопроводу мала для установки вимірювача крутильного моменту. Так само серед недоліків прямих способів вимірювання крутильного моменту є вплив моменту інерції обертання маси сполучного валу на результати вимірювання, а також крутильні коливання, які викликають коливання вихідного сигналу і знижують точність вимірювання.

Потрібно відзначити і той факт, що вимірювання потужності по крутильному моменту за допомогою торсіометра, вимагає визначення дійсного значення модуля зсуву G для матеріалу гребного валу, який можна визначити лише при будівництві судна або при заміні ділянки проміжного валу новим. Так в ДСТУ 21792-89 [121], де регламентуються прийомка і методи випробувань СДУ на судні, зазначено, що використовувані прилади та методи вимірювань параметрів повинні забезпечувати точність вимірювань в межах, зазначених у табл. 3.1. При цьому накладається умова, що при визначенні значення ефективної потужності необхідна тарировка гребного валу в стендових умовах.

Використання в розрахунках середнього значення модуля зсуву G для ділянки вала збільшує похибку вимірювань. Можна зробити висновок, що на практиці похибка визначення ефективного крутильного моменту системами торсіографування знаходиться в межах від 3 до 5%.

Таблиця 3.1. - Точність вимірювання параметрів під час випробування СДУ на судні згідно ДСТУ 21792-89 (таблиця 3.1. згідно з оригіналом)

Наименование измеряемых параметров	Обозначение	Погрешность измерения, %	Примечание
Крутящий момент на валу, Н·м (кг·м)	T_{tg}	$\pm 2,0$	При условии предварительной тарировки гребного вала в стендовых условиях
Частота вращения при определении мощности, C^{-1} (об/мин)	n	$\pm 1,0$	
Эффективная мощность, кВт (л. с): по нагрузке генератора по измерению на валу по среднему индикаторному давлению косвенным методом	P_e	$\pm 2,5$	
		$\pm 3,0$	
		$\pm 5,0$	
		$\pm 5,0$	
Часовой расход топлива, кг/ч	B	$\pm 1,0$	

Оцінка механічного ККД може бути проведена з аналогічною точністю при наявних значеннях механічного ККД на номінальному режимі і потужності поточного експлуатаційного режиму. Відповідно до формули професора Г. О. Конакова механічний ККД на часткових режимах визначається за формулою:

$$\eta_m = 1 - Z \frac{Ni_H}{Ni} (1 - \eta_{mH}), \quad (3.1)$$

де $Z = (1 + 2 \frac{n}{n_H}) \frac{n}{3n_H}$ – критерій, що відображає відносну потужність механічних

втрат в двигуні,

H – індекс номінального експлуатаційного режиму,

n – частота обертання колінчастого вала на експлуатаційному режимі,

Ni – ідикаторна потужність експлуатаційного режиму.

Відносна похибка визначення значення η_m за формулою (3.1) для СДУ типу МОД і СОД не перевищує 3% [84].

Виходячи з того, що для більшості судових дизелів коефіцієнт кореляції між потужністю, тиском наддувного повітря і частотою обертання ГТН близький до одиниці, пропонується модифікувати формулу (3.1) таким чином, щоб

використовувати точно контрольовану на практиці величину частоти обертання ротора ГТН ($TURrpm$). Відносна похибка визначення в експлуатації $TURrpm$ за допомогою методів спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора значно нижче похибки визначення тиску наддувного повітря в ресивер за допомогою штатних приладів. Вимірювання частоти обертання ротора ГТН в процесі експлуатації СДУ методами спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора є в експлуатації для більшості МОД, СОД і ВОД, що показано в роботах [5, 7, 9, 10, 14, 15]. Таким чином, модифікація формули (3.1) зводиться до наступної функціональної залежності механічного ККД: $\eta_m = f\left(\frac{TURrpm_H}{TURrpm}\right)$.

Нелінійність в співвідношенні потужності СДУ і частоти обертання ГТН слабо виражена, - коефіцієнт кореляції $R > 0.92$, при цьому в відносному вигляді ця залежність носить квадратичний характер:

$$\Phi = \frac{Ni_H}{Ni} = A\left(\frac{TURrpm_H}{TURrpm}\right)^2 + B\frac{TURrpm_H}{TURrpm} + C \quad (3.2)$$

З урахуванням (3.2) формула (3.1) може бути записана у вигляді:

$$\eta_m = 1 - Z\Phi(1 - \eta_{mH}) \quad (3.3)$$

Потужність номінального режиму і механічний ККД на номінальному режимі вказані в паспортній документації або в даних Sea Trials. Індикаторну потужність поточного експлуатаційного режиму Ni і частоту обертання колінчастого валу n на експлуатаційному режимі можна визначити за допомогою систем моніторингу робочого процесу типу DEPAS. Частота обертання ротора ГТН ($TURrpm$) на експлуатаційних режимах СДУ визначаються методами спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора. Побудувавши залежність величини індикаторної потужності від значень оборотів турбокомпресора на різних

експлуатаційних режимах ($N_i = f(TURrpm)$) можна визначити значення коефіцієнтів A , B і C полінома другого ступеня у формулі (3.2). Визначивши значення критерію Φ на обраному експлуатаційному режимі, можна розрахувати значення механічного ККД η_m для цього режиму і значення інших ефективних показників:

- середній ефективний тиск $p_e = p_i \eta_m$;
- ефективна потужність в циліндрах СДУ $N_e = N_i \eta_m$;
- питома ефективна витрата палива $b_e = b_i / \eta_m$;
- ефективний ККД СДУ на поточному навантажувальному режимі $\eta_e = \eta_i \eta_m$,

де N_e, N_i - ефективна і індикаторна потужності СДУ; p_e, p_i - середній ефективний і індикаторний тиск в робочому циліндрі; η_m, η_i - механічний і індикаторний ККД; b_e, b_i - питома ефективна і індикаторна витрати палива.

3.2. Співставлення результатів здавальних і ходових випробувань з математичною моделлю робочого процесу для МОД 6L80MC

Суднові малооборотіві (МОД) дизелі MAN B & W серії MC і MCE відрізняються високою надійністю, великим моторесурсом і економічністю. Останнім часом найбільша дизелебудівна фірма втратила аббревіатуру B & W і зараз називається MAN Diesel & Turbo SE. Максимальна, заявлена фірмою, потужність МОД K98MC-S складає 68520 кВт, а мінімальна питома ефективна витрата палива МОД S80MC на режимах L2, L4 заявлений малою величиною - 154 г / кВт * год. На рисунку (рис.3.1) представлений увесь спектр моделей двотактних малооборотівих дизелів серії MC, пропонуваній фірмою MAN B & W на морський ринок.

На думку багатьох суднових механіків МОД MAN B & W серії MC є найнадійнішими в своєму класі дизелями. Ці двигуни заслужено набули найбільшого поширення на морському транспортному флоті. За тринадцять років компанією було продано понад 3500 тисяч двигунів серії MC [61]. Високий моторесурс МОД MAN

пояснює, зокрема, низька температура випускних газів (до 300° С на основних експлуатаційних режимах) і низька номінальна частота обертання колінчастого валу, що характеризує відносно низьку теплонапруженість основних деталей ЦПГ.

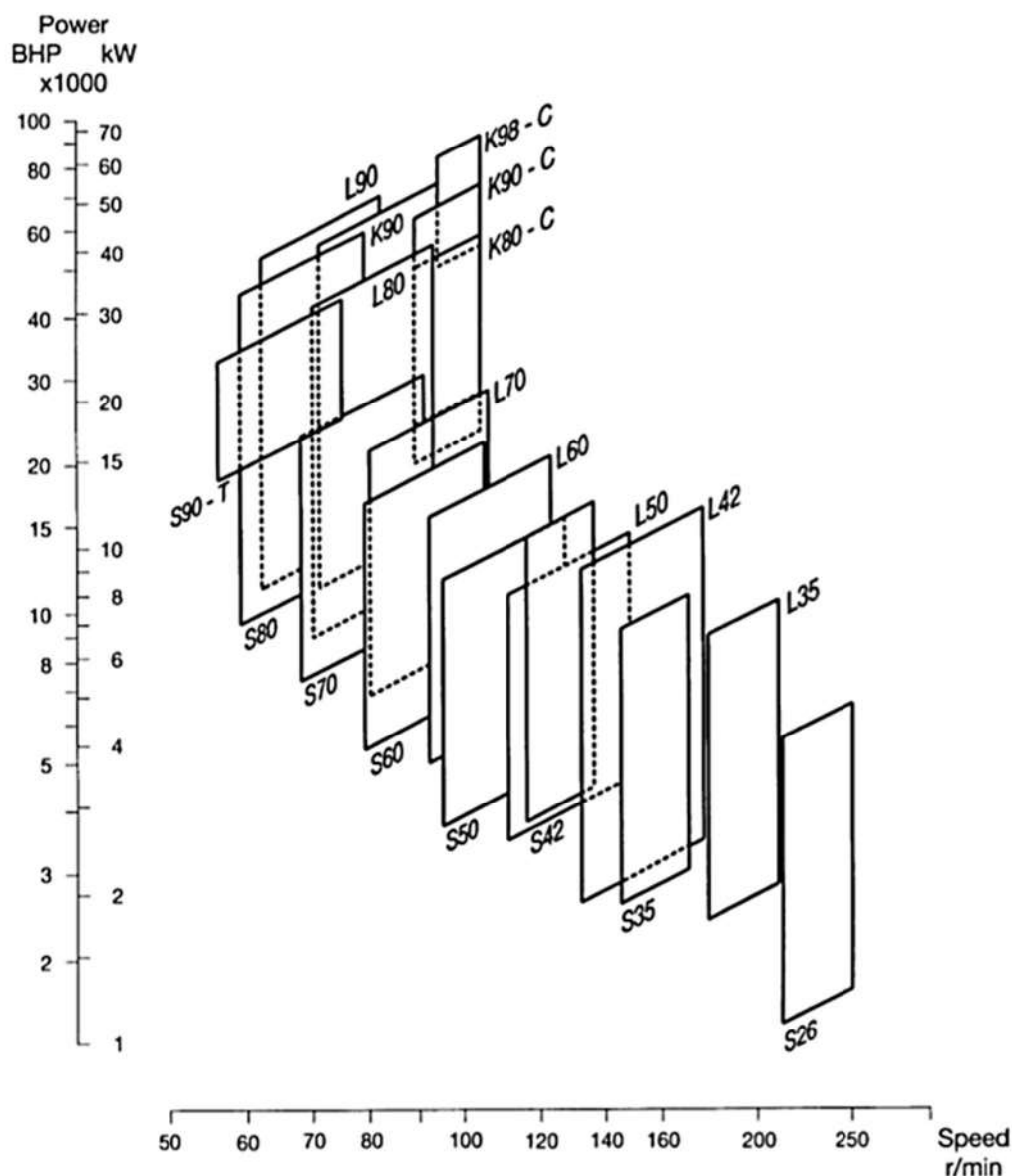


Рисунок 3.1 – Серія двигунів MC фірми MAN B & W. Програма пропозицій на морський ринок

З позначення видно (рис.3.1), що найбільший діаметр циліндра МОД MAN складає 98 см. Перша буква в назві характеризує довгоходовий - відношення ходу

поршня до діаметру циліндра (S / D). До 2010 року дизелі MAN мали три градації довгоходовості: K ($S/D = 2.45-2.875$), L ($S/D=3-3.24$), S ($S/D = 3.54-4.2$). У 2010 з'явилися публікації фірми про створення нової серії з аббревіатурою G (Ultra-Long-Stroke, S / D наближається до 5). У проспектах двигунів серії G фірма MAN Diesel & Turbo заявляє про зниження номінальної частоти обертання, скорочення витрати палива і шкідливих викидів до 7% [60].

На всіх МОД MAN Diesel серії MC передбачена корекція кута випередження впорскування палива в залежності від навантаження - система VIT [62]. Проводиться це з трьома цілями:

- підвищення економічності робочого циклу за рахунок збільшення кута випередження на основних експлуатаційних режимах (вище 30-40% від номінального навантаження);
- недопущення перевищення заданого фірмою межі P_z , за рахунок зменшення кута випередження на навантаженнях понад 80-85%;
- полегшення умов запуску дизеля і роботи на режимах малих навантажень.

Розрахунок ефективних параметрів і визначення похибок методу за даними здавальних випробувань МОД 6L80MC

Дизель 6L80MCE встановлений на балкері capesize т / х "Father S" дедвейтом 194226 т. (рис.3.2). Індиціювання ГД було проведено на переході порт Суец - порт Стамбул в 2013 р. Післяремонтні випробування дизеля проводилися 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 частковому і номінальному режимах і побудувати гвинтові характеристики двигуна (залежність параметрів робочого процесу від частоти обертання колінчастого валу з прямою передачею на гвинт фіксованого кроку ГФК).

За наявними на борту судна даними здавальних випробувань [Додаток Б] для ГД 6L80МС складена зведена таблиця параметрів (табл. 3.2).



Рисунок 3.2 – ГД 6L80МСЕ встановлений на балкері capesize т/х “Father S”

Таблиця 3.2. Дані здавальних випробувань ГД 6L80МС т/х “Father S”

Дані здавальних випробувань ГД 6L80МС					
$D = 800 \text{ мм}, S = 2592 \text{ мм}, \lambda_{\text{ш}} = 0,42, \varepsilon = 15$					
MCR: 16396 кВт, $n = 83 \text{ хв}^{-1}$					
Режим	50 %	75 %	85 %(N_H)	100 %	110 %
N_e, bhp	8652	12557	14154	16396	18035

N_e , кВт	6361	9233	10407	12055	13261
N_i , кВт (розрахунок)	7228,4	10101,85	11251,19	12838,12	14032,84
n , хв ⁻¹	66,3	75,1	78,5	82,9	86
TUR_{rpm} , хв ⁻¹	7000	9250	10000	11000	11600
P_{max} , бар	88,7	122,7	128,5	128,8	136,2
P_{comp} , бар	64,5	87,5	96,3	113,8	125
P_s , бар	0,56	1,05	1,28	1,65	1,9
$HPFP$ <i>index</i>	60,7	74,8	78,3	84,2	88,5
T_{exh} , °C	245	257	267	275	283
Φ по форм.(3.2)	1,554	1,114	1	0,875	0,801
η_m	0,880	0,914	0,925	0,939	0,945
Розрахунок η_m через N_i і n (оберти КВ) по формулі (3.1)					
η_m (роз- рахунок)	0,911	0,922	0,925	0,928	0,930
δ , %	3,52	0,87	0	1,06	1,58

Наявність в судновій документації повних даних здавальних випробувань ГД 6L80MC дозволило провести розрахунок величини відносної похибки визначення η_m за формулою (3.1) професора Г. О. Конакова на режимах навантаження дизеля 50%, 75%, 85%, 100%, 110%. В якості номінального режиму роботи СДУ обраний режим з мінімальною ефективною питомою витратою палива ($be = 118 \text{ g / bhp * h}$) при 85% навантаженні двигуна.

Графічна залежність (рис.3.3) величини η_m від значення індикаторної потужності N_i (крива 2), розрахована за методикою професора Г. О. Конакова (через значення N_i і оберти КВ), показує максимальну розбіжність з даними здавальних випробувань (крива 1) на часткових режимах роботи СДУ при навантаженнях дви-

гуна від 50 до 60%. Значення величини відносної похибки δ при розрахунку механічного ККД за формулою (3.1) на п'яти експлуатаційних режимах навантаження дизеля (50%, 75%, 85%, 100%, 110%) показані в табл. 3.2.

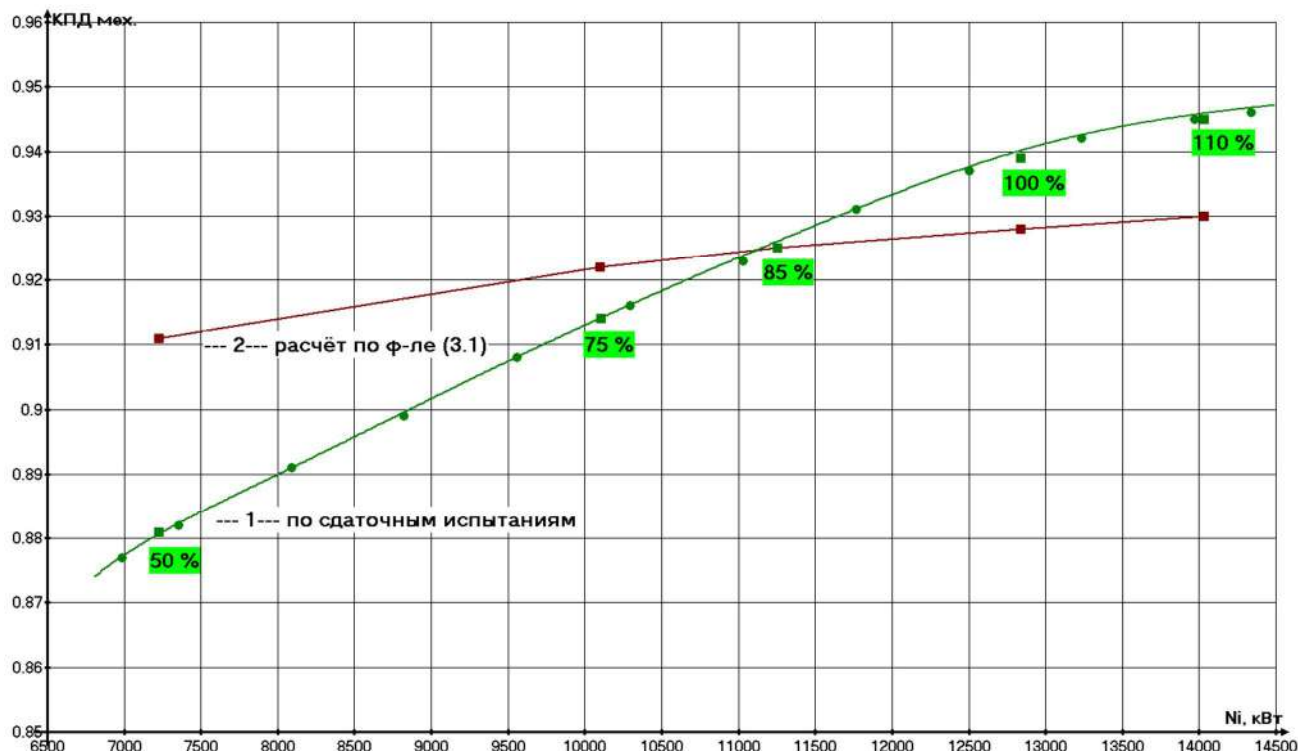


Рисунок 3.3 – Графік залежності величини η_m від значення індикаторної потужності: 1 - за даними здавальних випробувань ГД 6L80МС; 2 – дані розрахунку η_m по формулі (3.1) професора Г. О. Конакова

Аналіз розрахункових даних і даних здавальних випробувань МОД 6L80МС показав, що відносна похибка визначення значення η_m за формулою (3.1) не перевищує 3% в інтервалі експлуатаційних навантажень СДУ від 56 до 110%.

За результатами індиціювання ГД 6L80МС т / х "Father S" [5. 6, 62] при проведенні ходових випробувань [Додаток Б] на режимах роботи СДУ на навантаженнях 59%, 74%, 82% і 84% складена зведена таблиця робочих параметрів дизеля (табл. 3.3). Дані здавальних випробувань і результатів індиціювання дозволяють

провести аналіз залежності величини індикаторної потужності від значень обертів турбокомпресора ($N_i = f(TURrpm)$) на різних експлуатаційних режимах (рис.3.4).

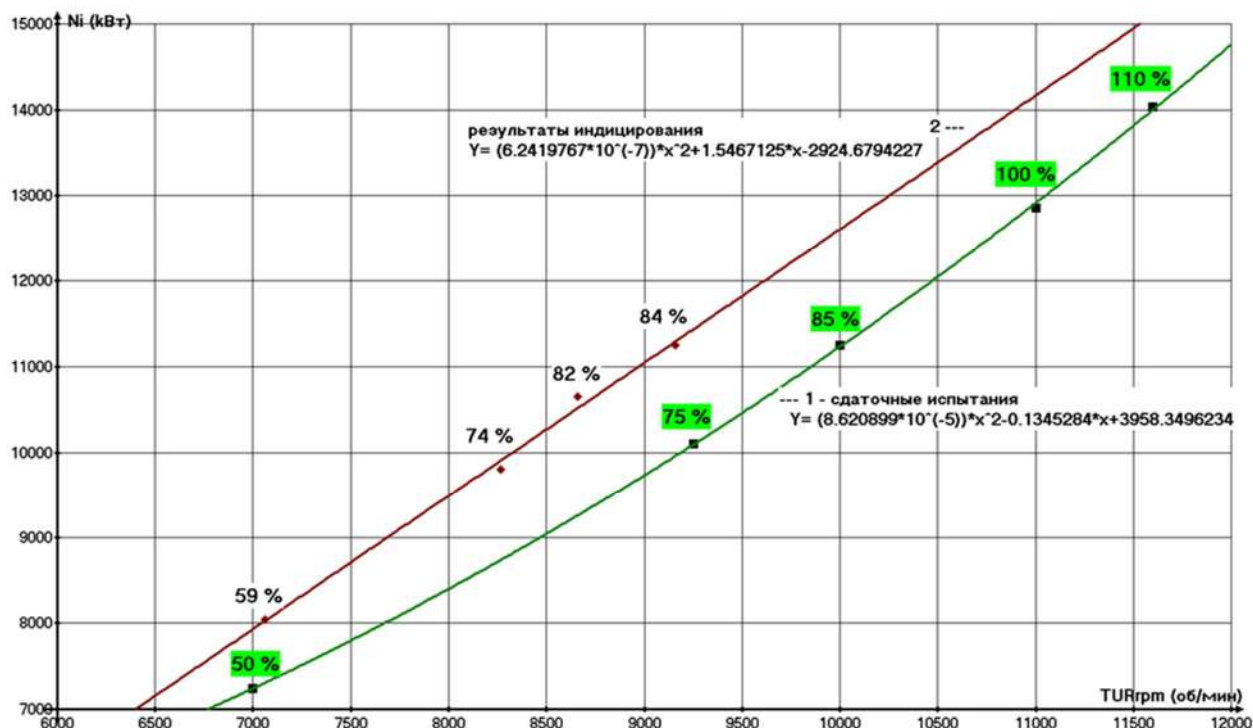


Рисунок 3.4 – Графік залежності індикаторної потужності N_i від величини обертів ГТН: 1 - за даними здавальних випробувань ГД 6L80МС; 2 - за даними ходових випробувань

Аналіз індикаторних показників робочого процесу на ходових випробуваннях проводився за допомогою системи діагностування D4.0H. Частота ГТН визначалася по амплітудному спектру акустичного сигналу компресора [6, 7, 8].

Таблиця 3.3. Дані ходових випробувань ГД 6L80МС т/х “Father S”

Результати індицирования 6L80МС					Номінальний режим за результатами здавальних випробувань
Режим	59 %	74 %	82 %	84 %	85 % (N_H)
N_e, bhp (розр.)	9720,7	12308,9	13460,0	14031,6	14154

N_e , кВт (розр.)	7147,5	9050,7	9897,1	10317,4	10407	
N_i , кВт	8040	9924	10746	11166	11251,19	
n , хв ⁻¹	68	73,5	75,1	77,4	78,5	
$TUR\ rpm$, хв ⁻¹	7065	8262	8655	9144	10000	
P_i , бар	9,05	9,6	10,98	11,04		
P_{max} , бар	68,9	69,2	92,7,5	96,4	128,5	
P_{comp} , бар	57,5	65,5	68,6	72,0	96,3	
P_s , бар	0,43	0,64	0,72	0,84	1,28	
T_{exh} , °C	330	332	333	339	283	
η_m	0,889	0,912	0,921	0,924	0,925 (η_{mH})	
Розрахунок η_m через критерій Φ і n (оберти КВ) по формулі (3.3) і по (3.1) A=-0.2661309, B=1.9364566, C=-0.6686068						
Φ	1,539	1,284	1,213	1,130	При розрахунку η_m за формулою (3.3) і (3.1) використовуються параметри номінального режиму (85% навантаження) за даними здавальних випробувань	
η_m	По (3.3)	0,909	0,913	0,916		0,917
	По (3.1)	0,917	0,910	0,927		0,926
δ , %	По (3.3)	2,24	0,11	0,54		0,76
	По (3.1)	3.14	0.21	0.65		0.21
N_e, bhp (розр.)	9939,3	12322,4	13386,9	13925,3		
N_e , кВт (розр.)	7308,3	9060,6	9843,3	10239,2		

Залежності на графіку (рис.3.4) показують слабо виражену нелінійність в співвідношенні потужності СДУ і частоти обертання ГТН, Коефіцієнт кореляції $R > 0.98$ для кривої 1 і кривої 2, при цьому в відносному вигляді ці залежності носять квадратичний характер.

Для розрахунку значення механічного ККД, за пропонуванням автором методу визначення ефективних показників СДУ в експлуатації, побудуємо залежність

критерію Φ (згідно формули (3.2)) від відношення $\frac{TURrpmH}{TURrpm}$ за даними здавальних випробувань (рис.3.5).

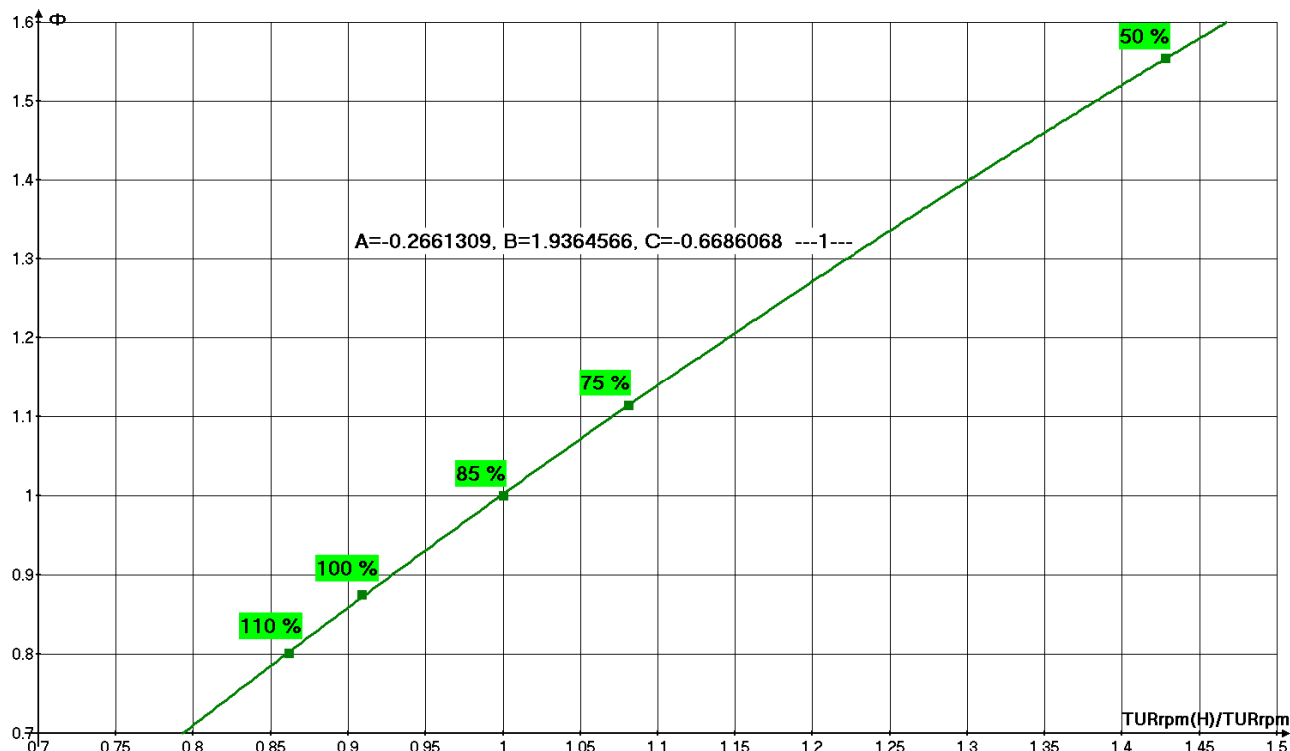


Рисунок 3.5 – Графік залежності критерію Φ від відношення $\frac{TURrpmH}{TURrpm}$ за даними здавальних випробувань ГД 6L80MC т/х “Father S”.

$$A = - 0.2661309, B = 1.9364566, C = - 0.6686068$$

Представлена на графіку залежність має слабку нелінійність і добре описується поліномом другого ступеня з коефіцієнтами A , B і C згідно формули (3.2). Використовуючи значення отриманих коефіцієнтів і дані індиціювання СДУ на навантаженнях 59%, 74%, 82% і 84%, представлені в таблиці робочих параметрів дизеля (табл. 3.3), проведемо розрахунок значень η_m через критерій Φ і n (оберти КВ) за формулою (3.3) і по формулі (3.1). Результати розрахунку показані в нижній частині табл. 3.3.

Побудуємо залежність розрахованих значень η_m (крива 2) за формулою (3.3) і формулі (3.1) від величини індикаторної потужності (рис.3.6).

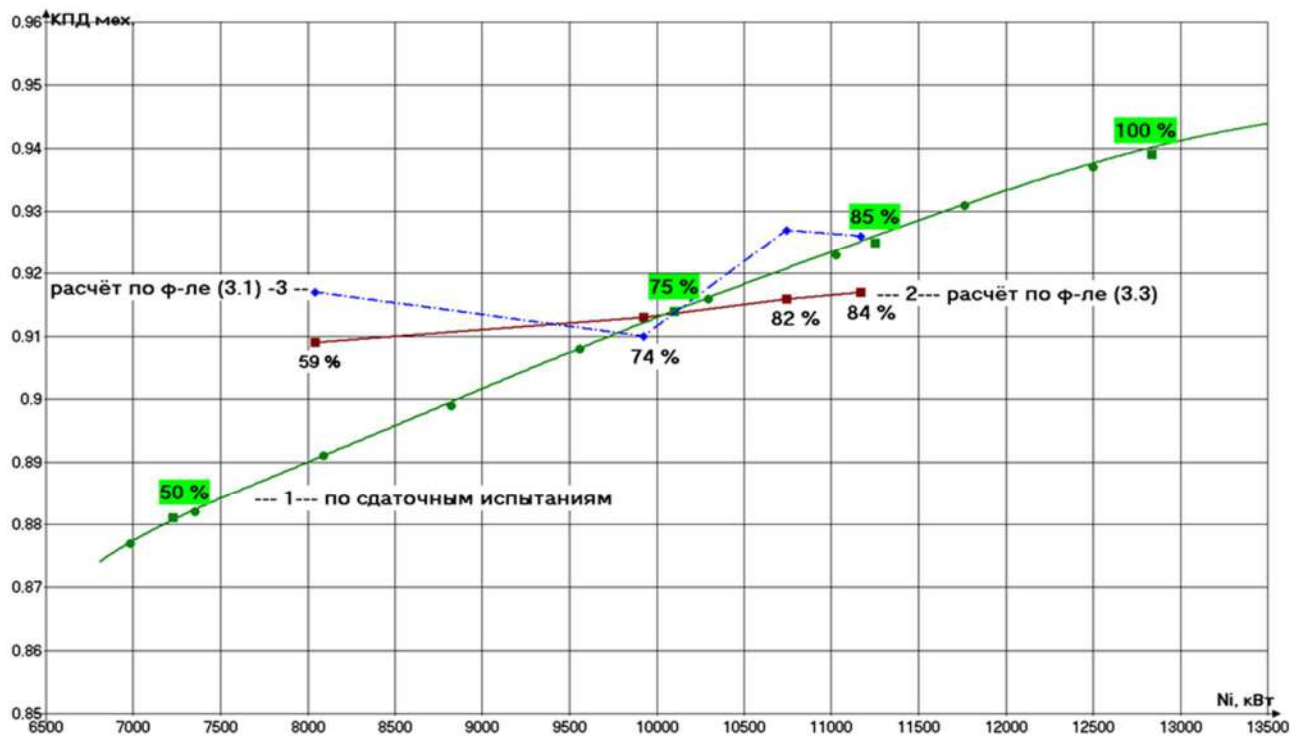


Рисунок 3.6 – Графік залежності величини η_m від значення індикаторної потужності для ГД 6L80МС: 1 - за даними здавальних випробувань ГД 6L80МС; 2 - дані розрахунку η_m за формулою (3.3) на ходових випробуваннях; 3 - дані розрахунку η_m за формулою (3.1) на ходових випробуваннях

Графічні залежності (рис.3.6) і розрахункові дані (табл. 3.3) показують, що значення величини відносної похибки δ , при розрахунку механічного ККД за формулою (3.3) на чотирьох експлуатаційних режимах навантаження дизеля (59%, 74%, 82%, 84 %), не перевищує 2.3% щодо значень η_m отриманих при здавальних випробуваннях (крива 1) і досягають значення 3.14% при розрахунку за базовою формулою професора Г. О. Конакова (3.1).

Потрібно відзначити, що перевірка точності методу розрахунку η_m за формулою (3.3), із застосуванням розрахункових коефіцієнтів А, В і С за даними здавальних випробувань, проводилася за результатами індиціювання (табл. 3.3) після багаторічної експлуатації СДУ. Значення таких параметрів робочого процесу, як P_{comp} , P_{max} і P_s , мають більш низькі значення в порівнянні з даними здавальних випробувань. Температури газів на виході з циліндрів мають більш високі значення. Низькі значення відносної похибки δ ($\delta < 3\%$ на режимах від 56 до 110% навантаження), отримані при визначенні значення механічного ККД за формулою професора Г. О. Конакова (3.1) так і за розрахунковою залежності пропонованого методу (формули (3.3)), свідчать про стійкість і можливість застосування даного методу визначення ефективних показників СДУ в експлуатаційних умовах.

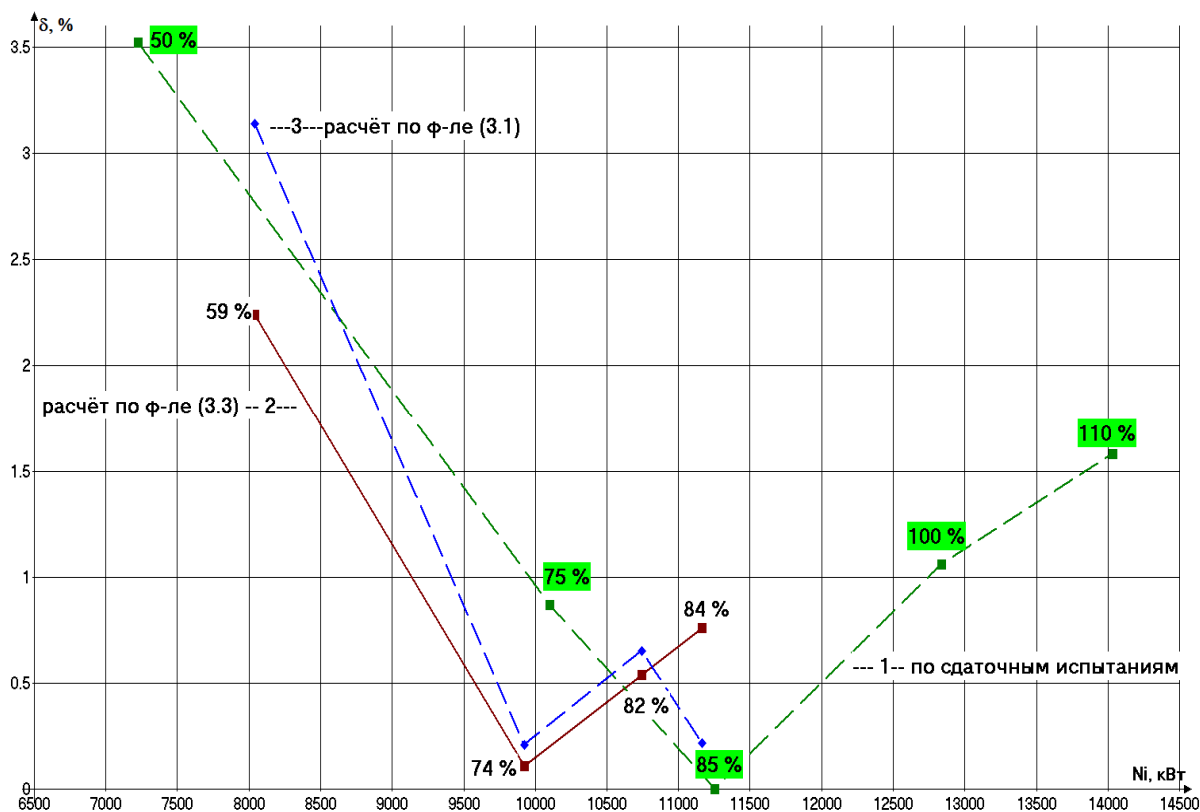


Рисунок 3.7 - Графік залежності відносної похибки δ , % від значення індикаторної потужності: 1 - за даними здавальних випробувань ГД 6L80MC за формулою (3.1); 2 - дані розрахунку за формулою (3.3) на ходових випробуваннях; 3 - дані розрахунку за формулою (3.1) на ходових випробуваннях

Порівняльні залежності відносної похибки визначення механічного ККД за двома різними методиками показана на рис. 3.7.

Співставлення результатів здавальних випробувань з математичною моделлю робочого процесу для МОД 6L80MC

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 настроювальних параметрів для ПА і МГР.

Докладні вихідні дані здавальних випробувань (табл. 3.3) дозволили здійснити моделювання на п'яти навантажувальних режимах, причому для всіх розрахункових параметрів похибка не перевищувала 2%. Приклад моделювання робочого процесу режиму роботи СДУ при 100% навантаженні на здавальних випробуваннях показаний в [Додаток Б].

Індикаторні діаграми робочих процесів за даними здавальних випробувань були розраховані з математичної моделі [3, 11]. Для розрахунків і побудови діаграм використовувалося програмне середовище і методи розроблені та подані в дисертації доктора технічних наук Варбанця Р. А. [85]. Висока точність моделювання робочого процесу двотактного малообертового дизеля говорить про те, що застосовувані алгоритми розрахунку тепловиділення досить якісно відображають динаміку процесу згоряння палива в циліндрі.

Виконання моделювання робочого процесу за даними експлуатаційних режимів і побудова індикаторних діаграм за даними індиціювання [5, 6] дозволило визначити параметри робочого процесу на частковому і номінальному режимах і побудувати гвинтові характеристики двигуна (рис.3.8).

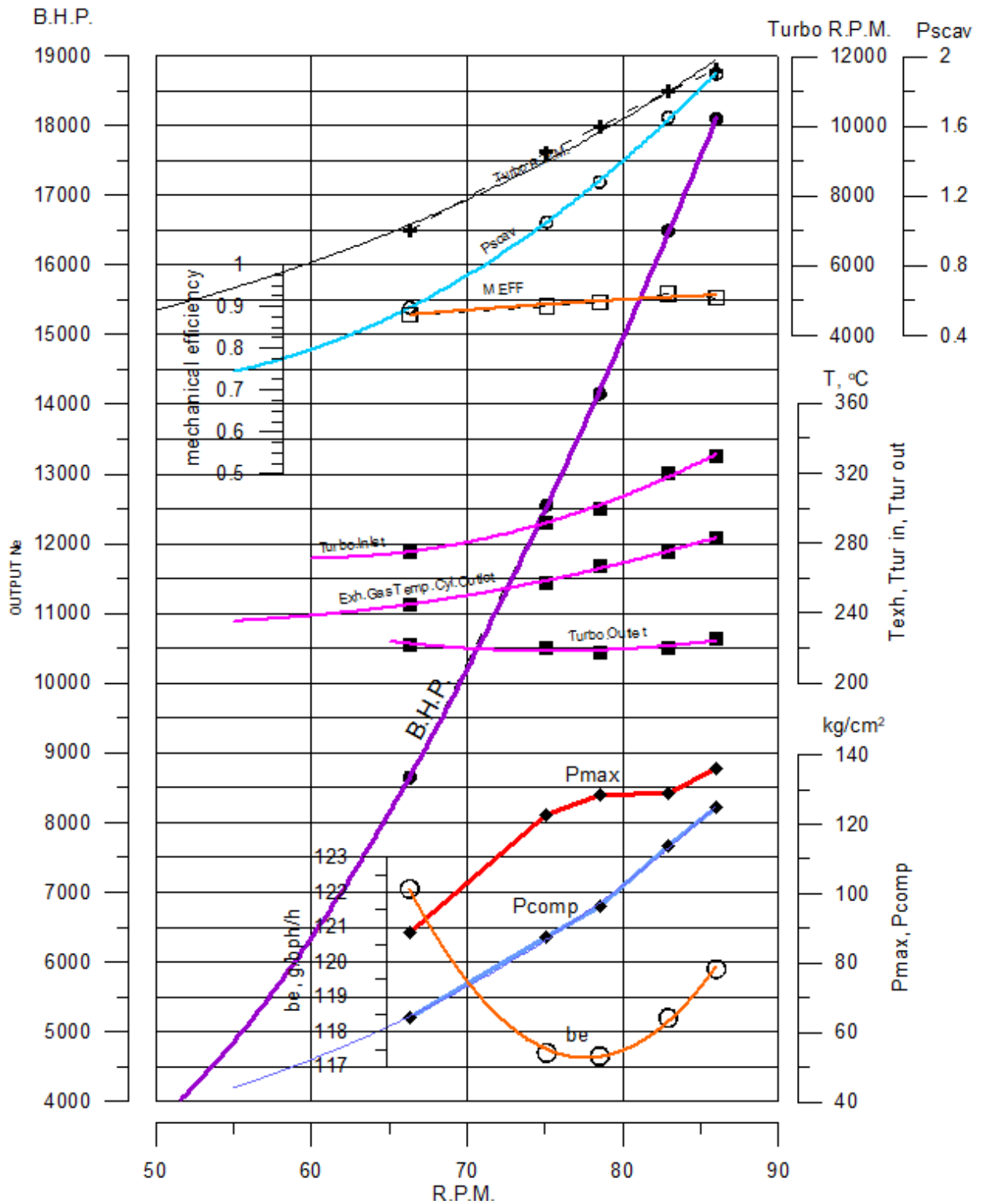


Рисунок 3.8 – Моделювання СДУ МОД 6L80МС т/х "FATHER S" по гвинтовій характеристиці.

Pscav - тиск наддувного повітря; В.Н.Р.- потужність СДУ; Pmax, Pcomp - максимальний тиск згоряння і стиснення в робочому циліндрі.

3.3. Співставлення результатів здавальних і ходових випробувань з математичною моделлю робочого процесу для СОД VDS48/42AL-2U

Індіціювання головних дизелів 6VDS48/42AL-2U теплоходу «Greifswald» було проведено під час рейсових випробувань Одеса - Стамбул - Одеса в 2015 р. В ході випробувань була виконана параметрична діагностика роботи всіх циліндрів головних дизелів, включаючи діагностику паливної апаратури високого тиску, механізму газорозподілу і циліндропоршневої групи. Використовувалась система комп'ютерного діагностування D4.0H для визначення параметрів робочого процесу. Система розроблена на кафедрі «Суднові енергетичні установки і технічна експлуатація» Одеського національного морського університету [46].

На судні встановлені чотири головних СОД 6VDS48/42AL-2U виробництва «SKL Motoren- und Systemtechnik GmbH». Це чотиритактні, шестициліндрові, реверсивні двигуни з охолодженням наддувного повітря. Дані здавальних випробувань двигунів представлені в судновій документації. У табл. 3.4 представлені основні значення параметрів робочого процесу одного з головних двигунів (ГД1) т/х «Greifswald», отримані при проведенні здавальних випробувань. Ці дані дозволяють провести розрахунок величини відносної похибки визначення η_m за формулою (3.1) професора Г. О. Конакова і по формулі (3.3), представленого методу, на режимах навантаження дизеля 50%, 75%, 100%, 110%. Дані розрахунку показані в табл. 3.4.

В якості номінального режиму роботи СДУ вибраний режим з мінімальною ефективною питомою витратою палива ($g_e = 199,9 \text{ кг/год}$) при 100% навантаженні двигуна.

Таблиця 3.4. Дані здавальних випробувань ГД1 6VDS48/42AL-2

<p style="text-align: center;">Дані здавальних випробувань 6VDS48/42AL-2</p> <p style="text-align: center;">$D = 420 \text{ мм}, S = 480 \text{ мм}, \varepsilon = 13$</p> <p style="text-align: center;">MCR: 2700 кВт, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$</p>
--

Режим	25 %	50 %	75 %	100 %(N_H)	110 %
N_e , кВт	662	1324	1986	2648	2913
N_i , кВт (розрахунок)	1655	1976,1	2613,15	3310,3	3687,3
n , хв ⁻¹	500	500	500	500	500
TUR_{rpm} , хв ⁻¹	9200	13000	16500	18400	19100
P_{max} , бар	54,85	74	99,9	116,9	124,1
$P_{сотр}$, бар	39,75	52	68,9	-	-
g_e , г/кВт·год	275,1	220,2	205,7	199,9	200,7
T_{exh} , °C	306,7	339,2	365,8	397,5	409,2
Φ по форм.(3.2)	2,0	1,675	1,266	1	0,897
η_m	0,4	0,67	0,76	0,8	0,79
Розрахунок η_m через N_i і n (оберти КВ) по формулі (3.1)					
η_m	0,599	0,665	0,746	0,8	0,82
δ , %	-	0,74	1,8	0	3,7
Розрахунок η_m через Φ і n (оберти КВ) по формулі (3.1)					
η_m	-	0,664	0,742	0,799	0,821
δ , %	-	0,895	2,3	0,125	3,92

Для перевірки і порівняльної оцінки точності розрахунку значення механічного ККД за методом, запропонованим автором, побудуємо залежність критерію Φ (згідно формули (3.2)) від відношення $\frac{TUR_{rpmH}}{TUR_{rpm}}$ за даними здавальних випробувань (рис.3.9).

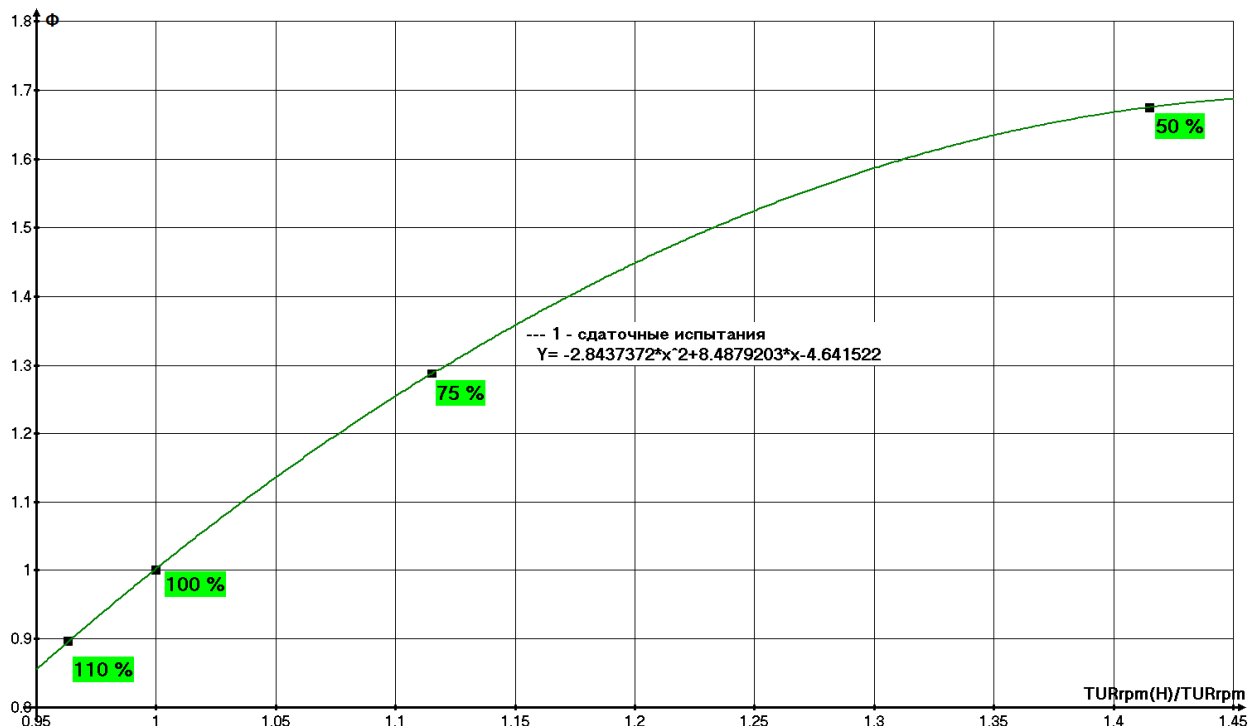


Рисунок 3.9 – Графік залежності критерію Φ від відношення $\frac{TURrpmH}{TURrpm}$ за даними здавальних випробувань ГД1 6VDS48/42AL-2U т/х «Greifswald»
 $A=-2.8437372$, $B=8.4879203$, $C=-4.641522$

Залежність має слабку нелінійність і досить точно описується поліномом другого ступеня з коефіцієнтами A , B і C згідно формули (3.2). Використовуючи значення отриманих коефіцієнтів і дані, що представлені в таблиці робочих параметрів дизеля (табл. 3.4), проведемо розрахунок значень η_m через критерій Φ і n (оберти КВ) по формулі (3.3) і по формулі (3.1). Результати розрахунку показані в нижній частині табл. 3.4.

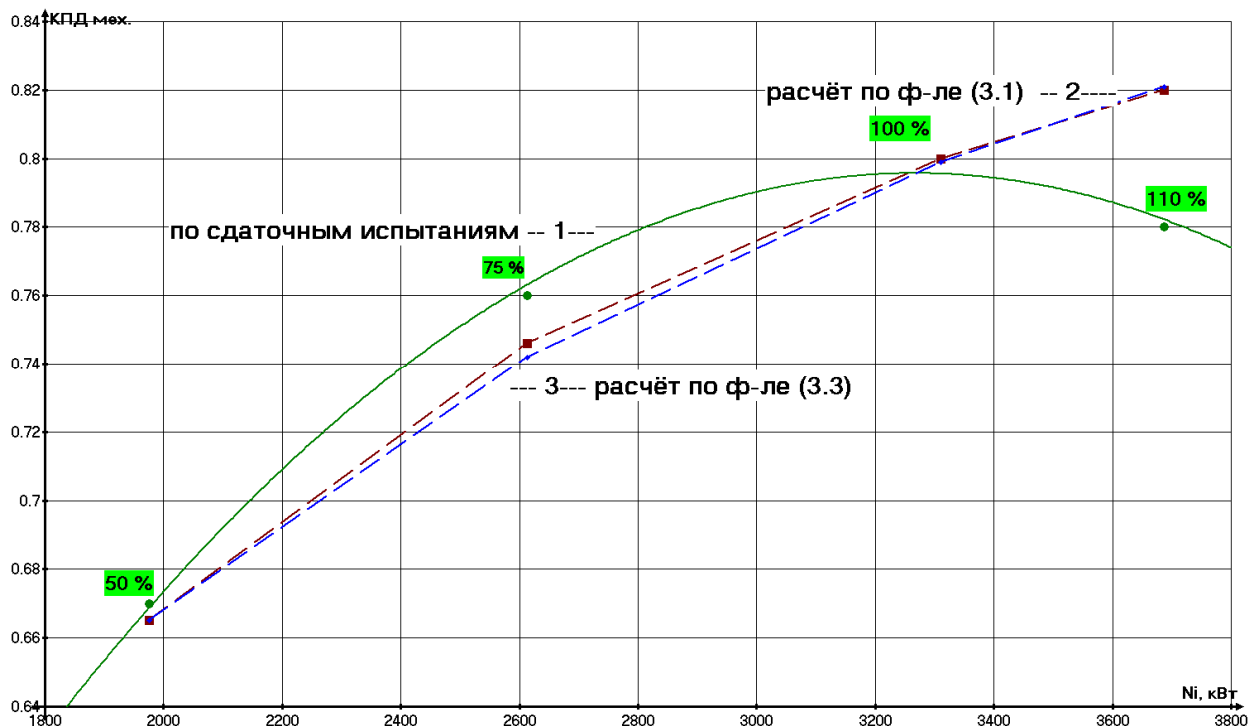


Рисунок 3.10 – Графік залежності величини η_m ГД1 6VDS48/42AL-2U від значення індикаторної потужності: 1 – за даними здавальних випробувань; 2 - дані розрахунку η_m по формулі (3.1); 3 – дані розрахунку η_m по формулі (3.3) за даними здавальних випробувань

Графічні залежності розрахованих значень η_m по формулі (3.1) і по формулі (3.3) від величини індикаторної потужності (рис.3.10), показують, що максимальне відхилення розрахункових залежностей від результатів здавальних випробувань відбувається на режимах роботи СДУ вище 100% і нижче 50%. На навантажувальних режимах від 50% до 100% потужності СДУ відносна похибка розрахункових методів визначення η_m , для СОД даного типу, не перевищила значення 2,3% (рис.3.11).

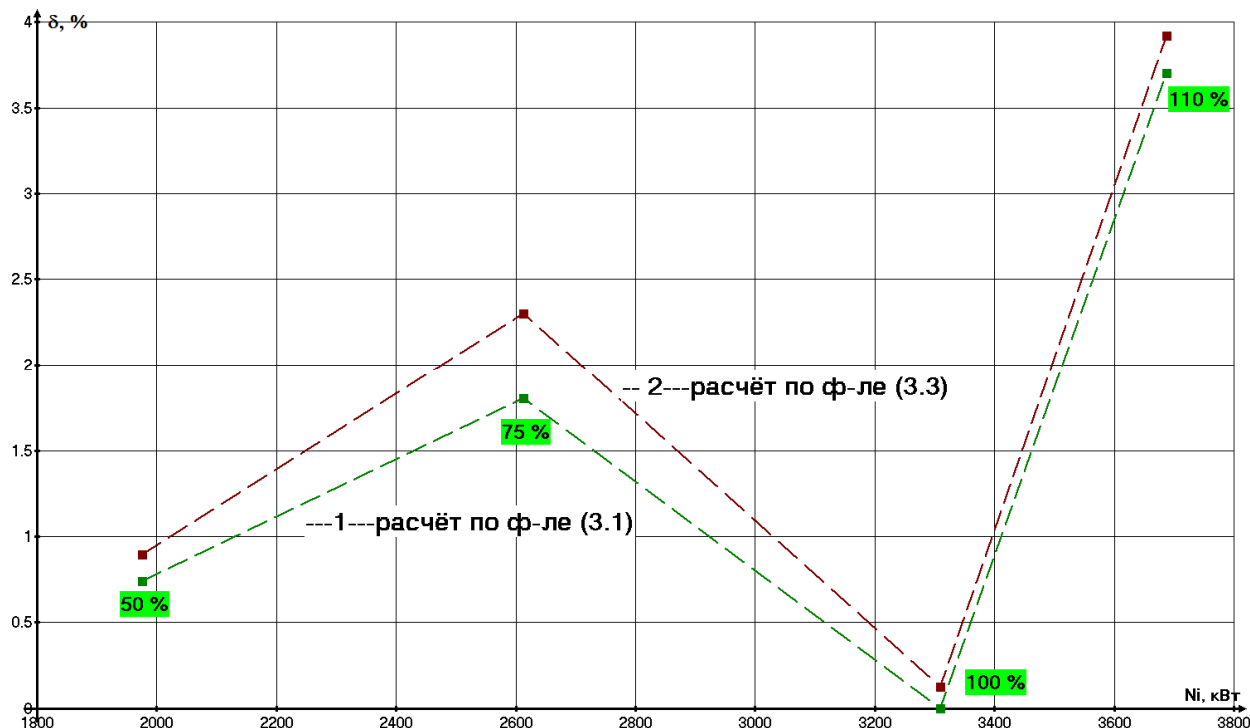


Рисунок 3.11 – Графік залежності відносної похибки δ розрахунку η_m від значення індикаторної потужності за даними здавальних випробувань ГД1 6VDS48/42AL-2U: 1 – по формулі (3.1); 2 – дані розрахунку по формулі (3.3)

Співставлення результатів здавальних випробувань з математичною моделлю робочого процесу для СОД 6VDS48/42AL-2U

Дані здавальних випробувань (табл. 3.4) дозволили здійснити моделювання робочого процесу на п'яти навантажувальних режимах (60%, 70%, 80%, 90%, 110%). Дані розрахунку робочого процесу показані в [Додаток Б].

Індикаторні діаграми робочих процесів були розраховані в програмі AVL BOOST (рис.3.19). 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 СДУ.

Розробка математичної моделі судового дизеля 6VDS48/42AL-2

У цьому розділі наведено відомості як створити і запустити модель 6-циліндрового дизельного двигуна з турбонагнітачем зі швидкістю 500 об/хв.

Попередня структура проекту

Спочатку створюємо каталог проекту, а потім каталог клієнта, в якому зберігається модель. Каталогів результатів і файли створюються автоматично.



Рисунок 3.12 – Структура проекту

Дизайн моделі. Модель може бути спроектована, спочатку поміщаючи елементи в робочу зону, а потім поєднуючи їх з трубами. В якості альтернативи елементи можуть бути розміщені в необхідному порядку.

Ця модель складається з наступних елементів:

- циліндри C
- двигун E
- турбонагнітач TC
- повітряний охолоджувач CO
- пленуму PL
- системні кордону SB
- точок вимірювання MP
- номерів труб

На наступному малюнку показана, як створена модель:

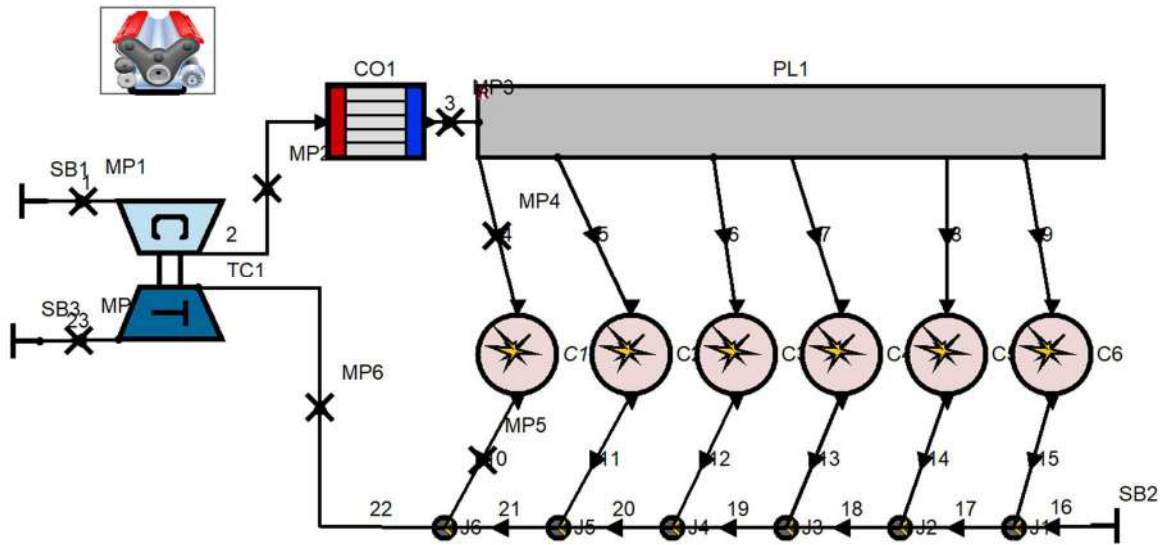


Рисунок 3.13 – Дизельний двигун з турбоагнітачем

Загальні вхідні дані

BOOST вимагає специфікації загальних вхідних даних до введення будь-якого елемента.

Спочатку визначаємо глобальні вхідні дані. Вибираємо «Simulation | Control» для доступу до полів введення.

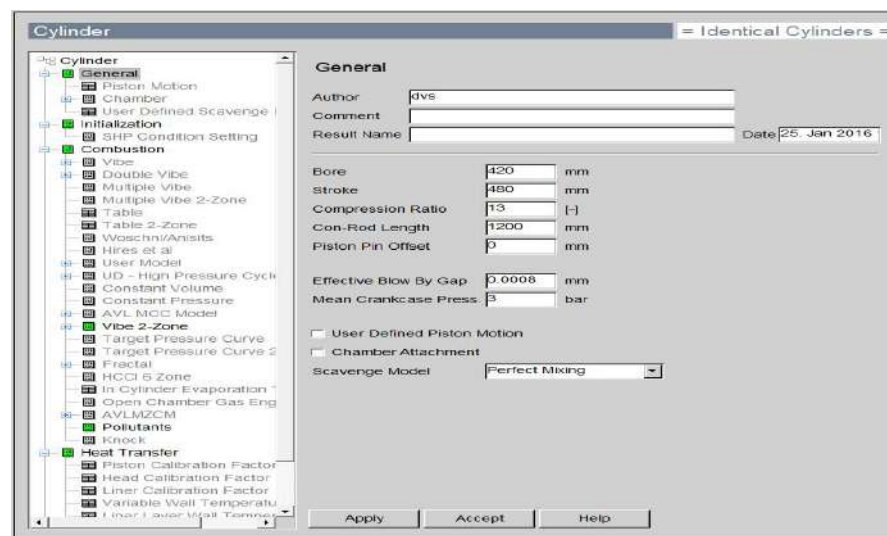


Рисунок 3.14 – Загальні вхідні дані

Далі оберемо початкові умови, початковий газовий склад, тип співвідношення та значення коефіцієнта.

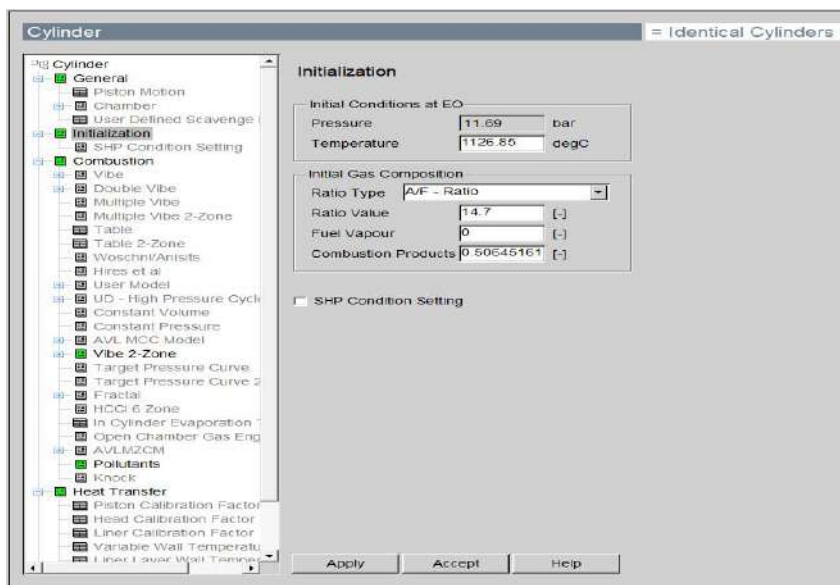


Рисунок 3.15 – Початкові умови

Завдання моделювання

Натисніть на папку підкатегорії «Завдання моделювання» в дереві і виберіть «Моделювання циклів»

Вхідні дані елемента

Вибираємо, відображається елемент правою кнопкою миші і вибираємо «Властивості» в підменю, щоб відкрити вікно введення відповідних даних двигуна.

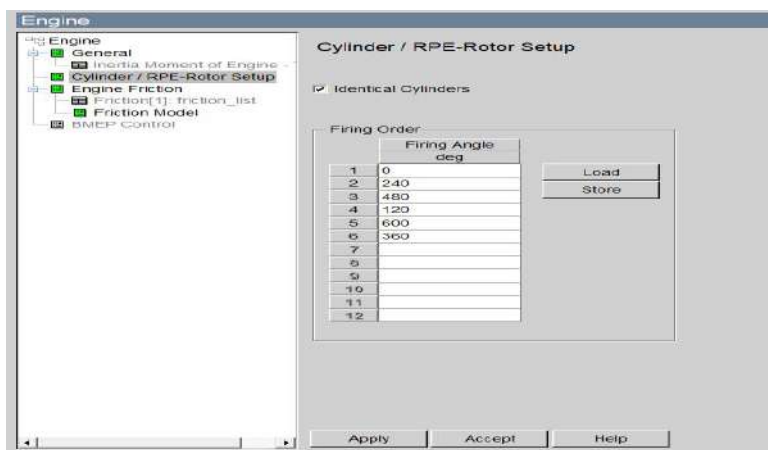


Рисунок 3.16 – Порядок запуску

Моделювання циклів

Натисніть на папку підкатегорії Cycle Simulation в дереві і введіть наступні дані:

- вид транспорту: класичний (за замовчуванням);
- інтервал моделювання;
- кінець моделювання 10800 град. ;
- дискретизація просторових труб;
- розмір кроку моделювання 1 град.

Примітка. При включенні елемента двигуна додаток без двигуна відключається.

Налаштування класичних видів

Натисніть на папку підкатегорії «Класичний вид» і введіть наступні дані:

Стандартне паливо: дизельне паливо

Нижня теплотворна здатність: 42800 кДж / кг

Стехіометричне співвідношення П/П: 14,7

Властивості газу: за замовчуванням

Згоряння

Обираємо тип виділення тепла.

Вказуємо масу палива за один цикл, температуру палива та підготовку суміші.

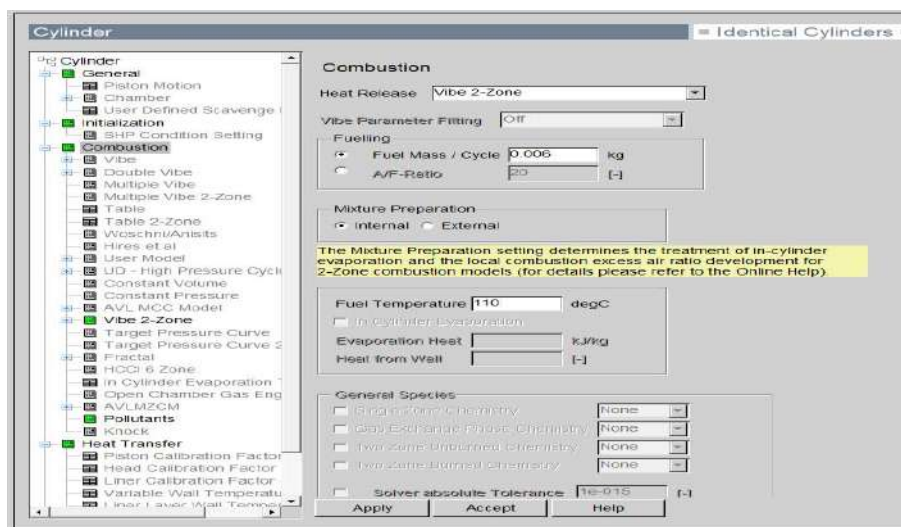


Рисунок 3.17 – Тепловиділення

Початок згорання для даного типу дизеля вказуємо – 15. Вводимо тривалість горіння та будуємо характеристику вивільнення тепла.

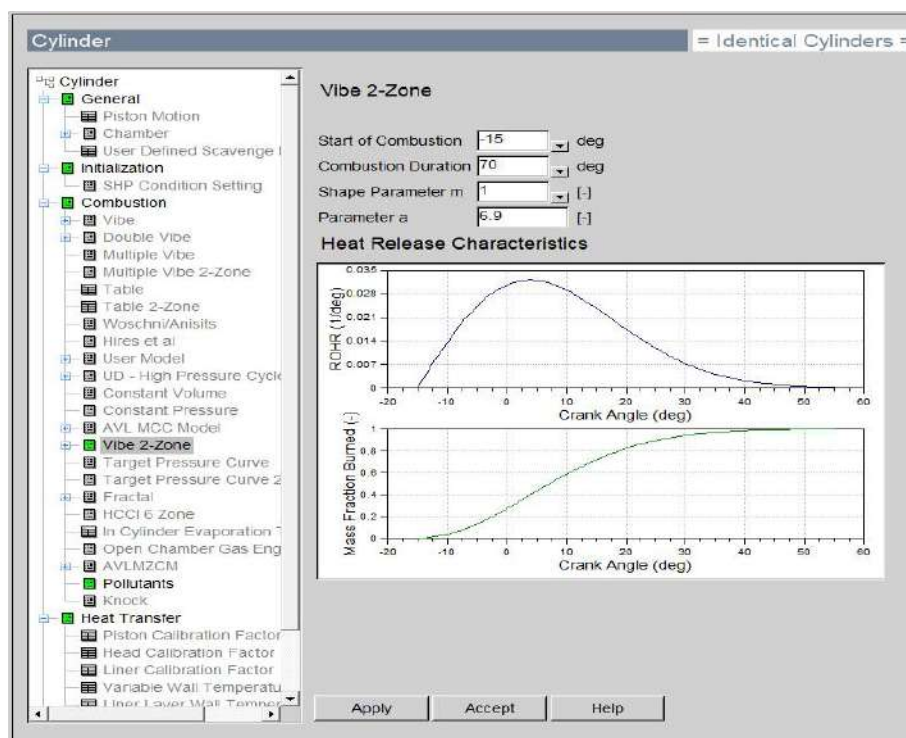


Рисунок 3.18 – Характеристика вивільнення тепла

Ініціалізація

Натисніть на папку підсистеми ініціалізації і виберіть коефіцієнт «A / F» для коефіцієнта. Виберіть «Додати набір» і введіть наступні дані в поля введення.

Таблиця 3.5

	Тиск (бар)	Температура газу (°C)	Пари па- лива	Продукти згорання	Співвідношення П/П
1	2,6	66,85	0	0	14,7
2	2,4	596,85	0	0,5413793	14,7

Перезапуск управління

Натисніть на папку підгрупи Restart Control для доступу до полів введення. Виберіть «Спеціальний інтервал» в спадному меню «Restart File Saving Interval» і введіть 0 град для збереження інтервалу

Ініціалізація

Натискаємо на папку підсистеми ініціалізації, щоб ввести такі дані:

- початкові умови при ЕО (відкриття випускного клапану);
- тиск: 11,69 бар;
- температура: 1126,85 °С;
- вихідний газовий склад;
- тип відносини: ставлення А / F;
- співвідношення: 14,7;

Теплопередачі

Натискаємо на папку підгрупи теплопередачі і введіть наступні дані:

- циліндр: Woschni тисяча дев'ятсот сімдесят вісім;
- порти: немає;
- поршень;
- площа поверхні: 14000 мм²;
- температура стінки: 276,85 град;
- коефіцієнт калібрування поршня: 1;
- кришка циліндра;
- площа: 11000 мм²;
- температура стінки: 246,85 °С;
- головний калібрувальний коефіцієнт: 1;
- площа поверхні: 500 мм² (поршень при ВМТ);
- температура стінки: 176,85 ° С (поршень при ВМТ);
- температура на стінці: 86,85 ° С (поршень при НМТ);
- лінійний калібрувальний коефіцієнт: 1;

- система згоряння DI;
- циліндричний коефіцієнт завихрення: 1,9.

Охолоджувач повітря

Нижче наведені дані для повітряного охолоджувача. Натисніть на номер повітряного охолоджувача, щоб отримати доступ до полів введення.

Натисніть на загальну папку підгрупи і введіть наступні дані:

- геометричні властивості;
- загальний обсяг повітряного охолоджувача: 10 (л);
- обсяг впускного колектора: 3 (л);
- обсяг вихідного колектора: 3 (л);
- довжина охолоджуючого сердечника: 600 мм.

властивості газу:

- масова витрата 0,333 кг / с;
- падіння цільового тиску 5000 Па;
- цільова температура на виході 340 К;
- температура повітря на вході 415 К;
- тиск на вході 260000 Па;
- температура охолоджуючої рідини 298 К.

Турбокомпресор

Нижче наведені дані для турбонагнітача. Натисніть на номер турбонагнітача, щоб отримати доступ до полів введення.

Загальні

Натисніть на папку «Загальна підгрупа» і виберіть тип розрахунку:

Тип розрахунку: Спрощена модель

Спрощена модель

Клацніть папку підгрупи спрощеної моделі і введіть наступні дані:

- розрахунковий режим: розрахунок компонування турбіни;

- турбонагнітач загальна ефективність 0,54;
- ефективність компресора 0,79;
- механічна ефективність 0,98;
- коефіцієнт стиснення компресора 2.6;
- коефіцієнт витрати на вході 0,15 перешкод.

Запустити симуляцію

Виберіть «Імітація запуску», а потім виберіть потрібний випадок і завдання для запуску. Виберіть «Виконати», щоб запустити симуляцію.

Відкриється вікно, в якому дається огляд стану симуляції. Двічі клацніть по рядку бажаного моделювання, щоб отримати детальнішу інформацію про симуляції прогоні, створюваному ядром моделювання. Після завершення завдання виберіть «ОК», щоб вийти з цього вікна, а потім «Закрити», щоб вийти з вікна стану симуляції.

Постобробка

Виберіть «Моделювання», «Показувати повідомлення», щоб перевірити попередження про конвергенції і відповідну інформацію.

Виберіть «Симуляція», «Зведена зведення», щоб перевірити інформацію про прогоні моделювання, наприклад. загальна потужність двигуна.

Виберіть «Моделювання» Показати результати, щоб відкрити діаграму IMPRESS. Виберіть вкладку «Результати», щоб відобразити дерево, і виберіть папку «Траси» правою кнопкою миші, потім виберіть «Вид моделі» в підміню, щоб відобразити модель під деревом.

Натисніть значок «Шар», а потім виберіть «Тиск від циліндра» 1. Виберіть криву і в дереві моделі двічі клацніть по циліндрах 2, 3, 4, 5 і 6, щоб додати відповідні криві. У цьому прикладі температура відображається в Layer_2 за такою самою процедурою.

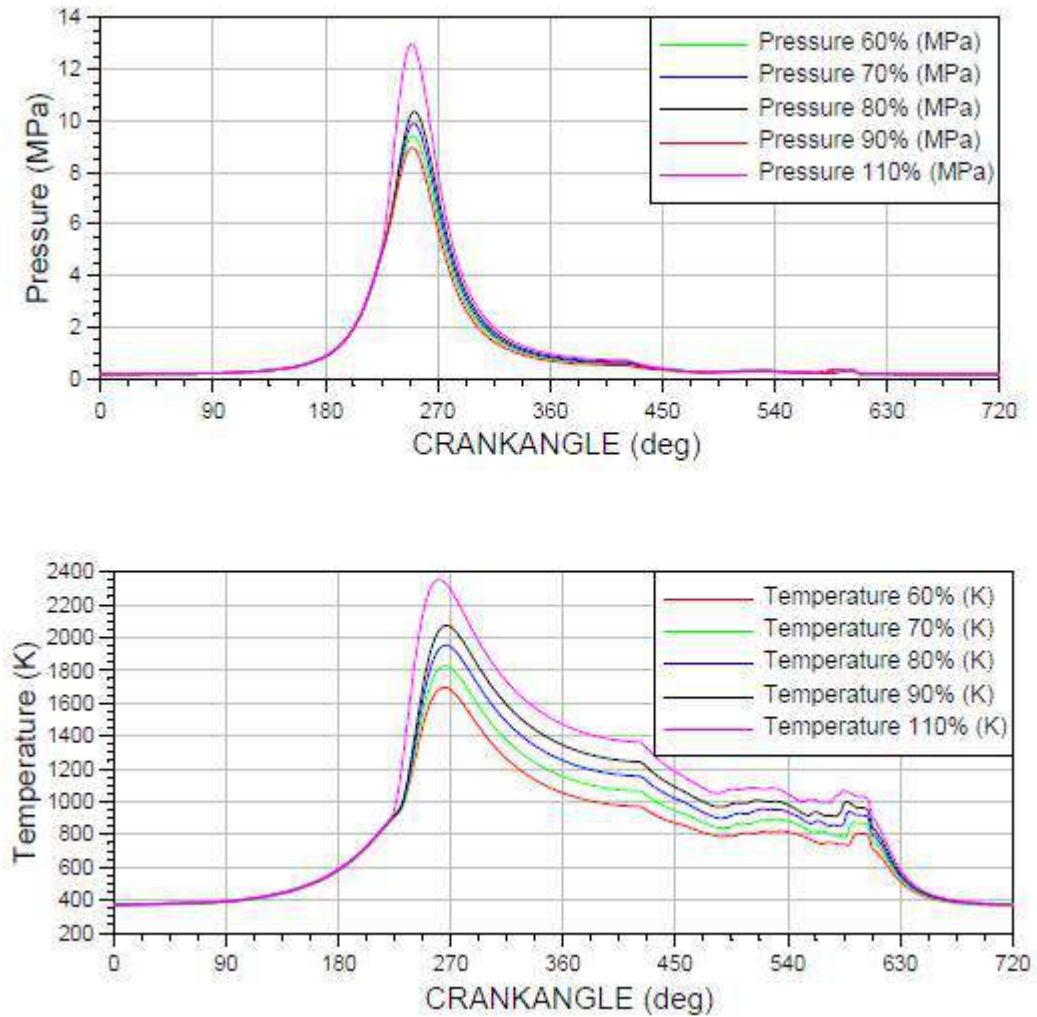


Рисунок 3.19 – Моделювання робочого процесу і температурного поля в циліндрі СОД 6VDS48 / 42AL-2U на п'яти навантажувальних режимах (60 %, 70 %, 80 %, 90 %, 110 %)

У табл. 3.6 представлені основні зведені дані параметрів робочого процесу за результатами моделювання в програмному середовищі AVL BOOST. Для розрахунку втрат на тертя використовується модель PNH модель, яка враховує втрати на тертя, що створюються:

- головними підшипниками ($FMEP_{CS}$);
- механізмами газорозподілу ($FMEP_{VT}$);
- групою поршнів ($FMEP_P$);
- допоміжними компонентами ($FMEP_{AUX}$)

Сумарні втрати (загальна FMER) розраховується наступним чином:

$$FMER_{TOT} = (FMER_{CS} + FMER_P + FMER_{VT} + FMER_{AUX}) \cdot \left(\frac{V_{Toil}}{V_{Toil=90^{\circ}C}} \right)^{0.24};$$

Загальний множник враховує ефект змін в'язкості мастила (в залежності від температури мастила).

Облік механічних втрат дозволяє розрахувати ефективну потужність двигуна і значення механічного ККД (табл. 3.6).

Таблиця 3.6. Дані моделювання ГД1 6VDS48/42AL-2

Розрахункові дані двигуна 6VDS48/42AL-2					
D = 420 мм, S = 480 мм, ε = 13					
n = 500 хв ⁻¹					
Режим	60 %	70 %	80 %	90 %	110 %
Ne, кВт	1558,32	1811,16	2057,52	2296,28	2716,61
Ni, кВт	2195,80	2430,63	2674,84	2935,14	3368,14
n, хв ⁻¹	500	500	500	500	500
Pmax, бар	87	92	98	102	131
g _e г/кВт·год	217	212	209	201	205
η _m	0,70968	0,74514	0,76921	0,78234	0,80656
Розрахунок η _m через Ni і n (оберти КВ) по формулі (3.1)					
η _m (роз- рахунок)	0,69848	0,72761	0,75248	0,77443	0,80343
δ, %	1,57	2,35	2,17	1,01	0,38

Співставлення результатів розрахунку значення η_m в програмному середовищі AVL BOOST з результатами, отриманими за розрахунковою методикою професора Конакова Г.О. (формула (3.1)) показують, що на основних експлуатаційних режимах двигуна 6VDS48/42AL-2 відносна похибка δ визначення значення механічного ККД по формулі (3.1) не перевищує значення 2,35%.

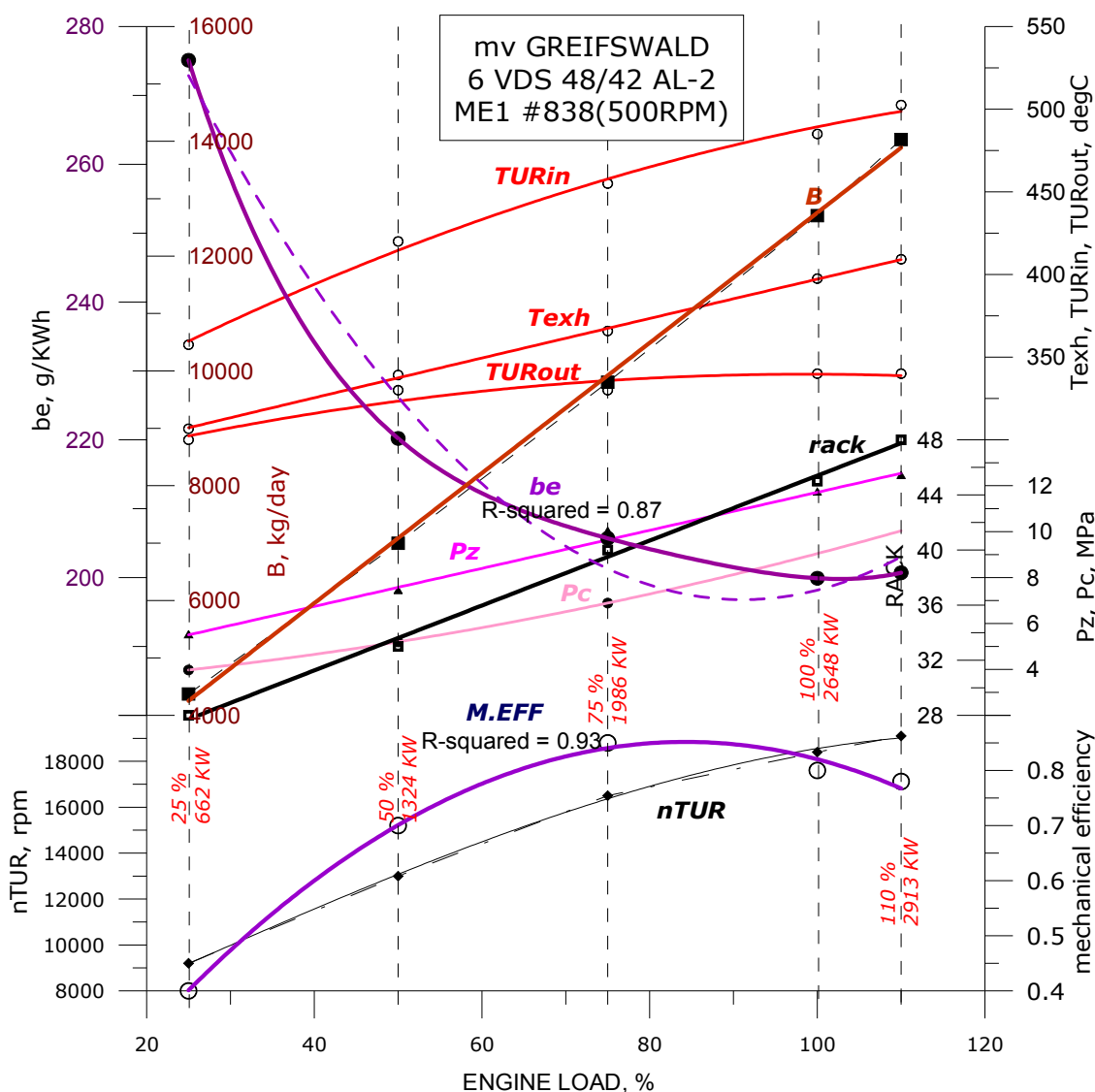


Рисунок 3.20 - Моделювання даних ходових випробувань СДУ СОД 6VDS48/42AL-2 т/х "GREIFSWALD" на п'яти режимах по навантажувальній характеристиці (500 хв^{-1}). TUR_{in} , TUR_{out} , $Texh$ - температури газів до, після ГТН і після циліндрів; b_e - питома ефективна витрата палива; $rack$ - індекс рейки ПНВТ; $M.EFF$ - значення механічного ККД; $nTUR$ - частота ГТН

Моделювання робочого процесу в програмному середовищі AVL BOOST за даними експлуатаційних режимів дозволило визначити параметри робочого процесу на частковому і номінальному режимах, і побудувати навантажувальні характеристики двигуна (рис. 3.20).

Висновки по третьому розділу

1. Наявність в судновій документації повних даних здавальних випробувань МОД 6L80MC, а так само даних індиціювання після проведення ремонтних робіт, дозволили провести порівняльний аналіз відносних похибок визначення η_m , розрахованого через ставлення значень індикаторних потужностей (формула професора Г. О. Конакова), і η_m , розрахованого за пропонованим методом (через відношення обертів газотурбонагнітачей).
2. Максимальна похибка визначення η_m по обох розрахункових методиках отримана на часткових режимах роботи СДУ (нижче 60% навантаження) і пов'язана з підвищеною нерівномірністю значень параметрів робочого процесу на часткових режимах, що призводить до збільшення похибки вимірювання індикаторної потужності циліндра.
3. Співставлення результатів розрахунку значення η_m в програмному середовищі AVL BOOST з результатами, отриманими за розрахунковою методикою професора Конакова Г.О. показують, що на основних експлуатаційних режимах двигуна 6VDS48/42AL-2 відносна похибка δ визначення значення механічного ККД за розрахунковою методикою професора Конакова Г.О. не перевищує значення 2,35%.
4. При розрахунку значення η_m для МОД 6L80MC за пропонованим методом (через відношення обертів газотурбонагнітачей) на часткових режимах роботи СДУ (нижче 60% навантаження), отримані більш низькі значення відносної похибки ($\delta < 2.5\%$) в порівнянні з розрахунком за базовою формулою професора Г. О. Конакова ($\delta > 3.0\%$). Це пов'язано з високою точністю вимірювання обертів газотурбонагнітачей $TURrpm$.

5. Демпфування коливань тиску газів у випускному колекторі сприяє підвищенню стабільності та точності вимірювань обертів газотурбонагнітачей і подальшого розрахунку потужності двигуна.
6. В діапазоні основних навантажувальних режимів суднового головного двигуна (60-80%) відносна похибка розрахунку η_m за пропонованим методом нижче похибки поширених альтернативних методів (проф. Г.О. Конакова і інших непрямих методів) в середньому в 1.5-2 рази.

РОЗДІЛ 4

АПАРАТНА РЕАЛІЗАЦІЯ МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

4.1. Аналіз частотних характеристик судових дизельних установок в умовах експлуатації

У Розділі 3 викладено детальне обґрунтування, етапи розробки і показана розрахункова реалізація методу визначення ефективних показників СДУ в експлуатації за даними здавальних і ходових випробувань МОД 6L80MC і СОД 6VDS48/42AL-2. Для визначення значення механічного ККД судового дизеля в розрахунках використовувалася модернізована формула професора Г. О. Конакова (3.3): $\eta_m = 1 - Z\Phi(1 - \eta_{mH})$,

де Z - критерій, що відображає відносну потужність механічних втрат в двигуні, що залежить від значення частоти обертання колінчастого валу на експлуатаційному режимі (n); Φ - критерій навантажувального режиму роботи СДУ, що залежить від значення частоти обертання ГТН на експлуатаційному режимі ($TURrpm$);

Одним з головних завдань дослідження, представленого в роботі, є розробка і апаратна реалізація методу розрахунку ефективних параметрів СДУ, що використовує віброакустичний контроль частотних характеристик ГТН і обертів КВ. Розробка вимірювальної та інтерфейсної частини обчислювача параметрів СДУ проводилася з метою:

- автоматизації процесу розрахунку ефективних параметрів СДУ;
- реалізувати оперативний контроль значень розрахункових і ефективних параметрів, що вимірюються в режимі «реального часу»;
- виконати вимір ефективних параметрів СДУ з похибкою, що задовольняє вимогам ГОСТ 21792-89 (табл. 3.1) для непрямих методів вимірювання ефективної

потужності, яка не перевищує значення $\pm 5\%$.

Для розрахунку механічного ККД за формулою (3.3) на поточному режимі використовується відношення частот обертання ГТН, що визначаються на експлуатаційному режимі. На більшості головних суднових дизелів встановлені тахометри частот обертання колінчастого валу і ротора ГТН. Датчики тахометрів безпосередньо пов'язані з колінчастим або розподільним валом двигуна або валом турбіни наддування. Принцип дії датчиків різний - оптичні, індуктивні, датчики Холла та ін. Сигнали від тахометрів виведені на панель приладів центрального поста управління та в систему аварійно-попереджувальної сигналізації. Оскільки ці частотні параметри є основними характеристиками двигуна, що експлуатується, всю схему вимірювання завіряє обране судновласником сертифікаційне суспільство [4]. Використовувати гальванічне приєднання до реєстрової схеми вимірювання та передачі інформації в зовнішні контролюючі пристрої, в більшості випадків, заборонено.

Тому, при розробці мікроконтролерного обчислювача ефективних параметрів СДУ, для проведення вимірювань в процесі експлуатації в якості альтернативи безпосереднім вимірюванням величини обертів був обраний віброакустичний спосіб визначення частот обертання КВ та ГТН за допомогою методів спектрального аналізу [64].

Застосування віброакустичного способу визначення частот обертання КВ та ГТН за допомогою методів спектрального аналізу актуально для суднових дизель-генераторів, де на відміну від головних дизелів, в більшості випадків, не встановлюються тахометри турбін наддування. Віброакустичний контроль частоти їх обертання є єдиним методом, що застосовується на практиці.

Віброакустичний метод визначення частотних характеристик надувного суднового двигуна розроблений на кафедрі СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету за участю автора [6-10] та має ряд переваг перед традиційними методами, які передбачають застосування датчиків обертів та лічильників імпульсів різних типів. В першу чергу це простий спосіб інсталяції, невисока вартість та

відсутність підключення до реєстрової схеми вимірювання обертів штатними показниками. Потрібно відзначити високу завадостійкість запропонованого методу, як результат застосування методів спектрального аналізу та цифрової фільтрації даних.

Відносна похибка визначення частот КВ при використанні віброакустичного методу не перевищує 0.5%, що значно нижче похибки сучасних суднових тахометрів. Наприклад, цифровий тахометр ТА-12М (виробник ТОВ "НЕПТУН-ЕЛЕКТРО" м. Миколаїв) на нижньому діапазоні вимірювання частоти обертів двигуна від 0 до 100 хв⁻¹ має відносну похибку вимірювання 1%.

За попередньою оцінкою ще нижче відносна похибка визначення частот ГТН по амплітудному спектру акустичного сигналу компресора [6. 7]. Це пояснюється тим, що відбувається вимір не самих частот обертання, а частот кратних кількості циліндрів або лопаток компресора ГТН.

Визначення частотних характеристик газотурбонагнітача з допомогою амплітудного спектру віброакустичного сигналу ГТН

За допомогою методів спектрального аналізу на базі швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) і подальшого чисельного рішення задачі усунення «витоку» в дискретному спектрі можна знизити похибку вимірювання частотних характеристик СДУ.

У публікаціях [5, 7] було показано, як за допомогою амплітудного спектру віброакустичного сигналу ГТН визначити частоту обертання ротора турбіни. Аналіз спектру віброакустичного сигналу ГТН показує, що максимальна гармоніка знаходиться на лопатковій частоті повітряного компресора.

На (рис. 4.1) представлений спектр сигналу турбіни головного суднового дизеля (МОД) 6L80MCE. Спектр був розрахований і побудований з використанням пакета RightMark Audio Analyzer [29].

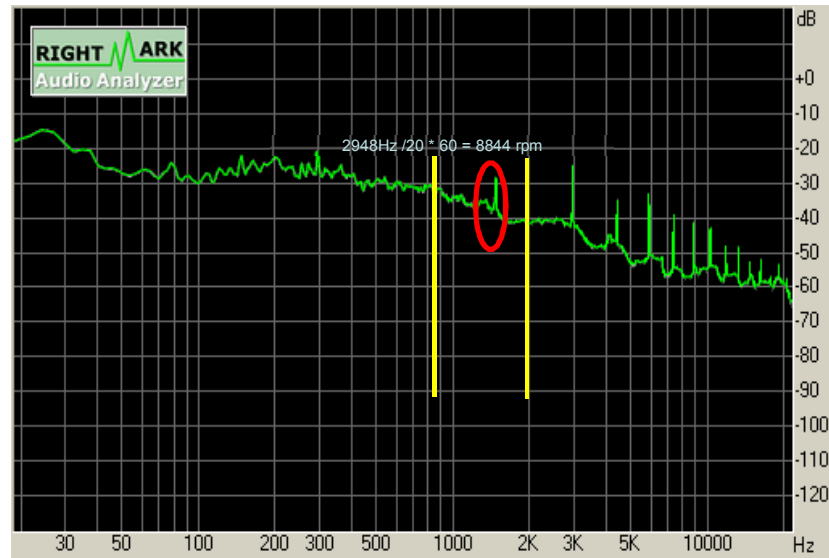


Рисунок 4.1 – Спектр звукового сигналу компресора ГТН
головного дизеля 6L80MCE

Аналіз даних (Рис. 4.1) показує, що необхідно вводити обмеження на пошук максимальної гармоніки, відповідної лопатковій частоті ГТН. Для цього необхідно знати частоту обертання ротора ГТН на номінальному режимі і кількість лопаток компресора. Так, для малообертового головного суднового дизеля (МОД) 6L80MCE частота обертання ротора турбіни VTR 564-31 (20 лопаток компресора) на номінальному режимі дорівнює 9000 rpm. Тоді очікувана частота лопаткової гармоніки на номінальному режимі дорівнює $F_q = 9000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 3000 \text{ Гц}$. Мінімальна та максимальна можливі частоти обертання ГТН і, відповідно, частоти генерованих сигналів можна прийняти наступними:

$$\text{min} \rightarrow 6000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 2000 \text{ Гц};$$

$$\text{max} \rightarrow 15000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 5000 \text{ Гц};$$

На рис. 4.1 видно, що в зазначеному діапазоні існує тільки один чітко виражений максимум. Зафіксована по спектру сигналу частота обертання ротора ГТН (в рамках прийнятих обмежень) склала:

$$\text{TUR rpm} = 2948 \text{ Гц} / 20 * 60 = 8844 \text{ rpm}.$$

На рис. 4.2 представлений спектр сигналу турбіни головного суднового дизеля (СОД) 6VDS48 / 42AL-2 т/х «GREIFSWALD» на експлуатаційному режимі.

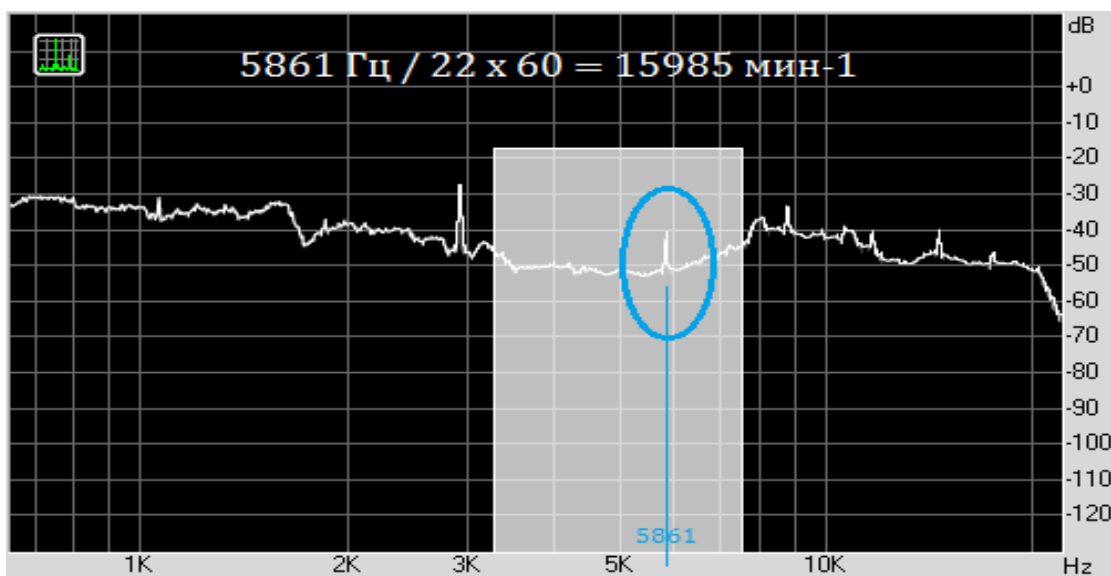


Рисунок 4.2 – Амплітудний спектр вібрації турбокомпресора типу Н6-1/2.263 ГД 6VDS48/42AL т/х «GREIFSWALD»

Для ГТН даного типу мінімальна частота обертання на навантажувальному режимі становить 9000 хв^{-1} (лопаткова частота компресора 3300 Гц) і максимальна частота, вище якої неможлива робота ГТН - 20000 хв^{-1} (лопаткова частота компресора 7333 Гц). У середині цього діапазону знаходимо лопаткову частоту компресора ГТН на даному навантажувальному режимі (5861 Гц) і, знаючи кількість лопаток компресора (22 шт.), частоту обертання ротора ГТН:

$$\text{TUR rpm} = 5861 \text{ Гц} / 22 * 60 = 15985 \text{ rpm.}$$

Для більшості ГТН лопаткова частота компресора знаходиться в межах від 2 до 7 кГц і може бути визначена з похибкою менш як 10 Гц, що зводить максимальну відносну похибку до величини менше 0.5%.

Визначення частотних характеристик дизеля по спектру віброакустичного сигналу

Для визначення критерію Z (критерій, що відображає відносну потужність механічних втрат в двигуні), який є одним з множників у формулі (3.3), необхідно

проводити вимірювання значення величини обертів КВ СДУ на поточному експлуатаційному режимі.

До складу суднового дизеля входять різні за своїм принципом дії механізми та агрегати [109]:

- зворотно-поступально рухомі механізми (кривошипно-шатунний механізм, поршні);
- механізми роторного типу (зубчасті, ремінні та ланцюгові приводи, масляні і водяні насоси, газотурбонагнітач, колінчастий і розподільний вали);
- паливна апаратура високого тиску (паливні насоси, клапана і форсунки);
- механізм газорозподілу (групи впускних і випускних клапанів з приводами);
- підшипники кочення, ковзання і сполучні муфти;
- інші різні вузли (генератори в складі дизель-генераторів і т.д).

Безліч одночасно працюючих механізмів різного принципу дії, що забезпечують нормальне функціонування суднового дизеля і генеруючих власні вібросигнали, значно ускладнюють задачу вібродіагностики суднового дизеля в порівнянні з механізмами роторного типу. У зв'язку з цим методи вібродіагностики суднового дизеля зводяться до діагностики його окремих вузлів і механізмів. Вібродіагностиці основних вузлів судових дизелів присвячені роботи [57-59,95].

При проведенні спектрального аналізу вібросигналів вузлів судових дизелів, для кожного вузла розраховуються власні частоти контрольних гармонік, але базовими в усіх випадках є [109]:

- гармоніка основної частоти обертання колінчастого валу F_n ;
- і циліндрична гармоніка $F_q \text{ сyл}$.

Аналіз літератури [4, 23-26, 28] і проведені натурні випробування показують, що в спектрі віброакустичного сигналу двигуна, в області низьких частот (до 100 Гц) виділяється гармоніка, відповідна циліндричній частоті вібрації корпусу.

Для двотактних дизелів МОД:

$$Fq_{cyl(2)} = n_{(кв)} / 60 * i_{cyl}, \quad (4.1)$$

Для чотирьохактних дизелів СОД і ВОД, з урахуванням одного оберту КВ на робочий цикл і одного оберту на продування циліндра:

$$Fq_{cyl(4)} = (n_{(кв)} / 60 * i_{cyl}) / 2 \quad (4.2)$$

У зв'язку з дискретним поданням сигналу в спектрі з'являється кілька кратних гармонік. У цьому випадку обов'язково необхідно вводити обмеження "зверху" і "знизу" на пошук циліндрової гармоніки. Для цього обчислюється в герцах мінімальна і максимальна можливі циліндрові частоти, виходячи з частоти обертання КВ на номінальному режимі.

На рис. 4.3 показаний амплітудний спектр акустичного сигналу компресора дизель-генератора Sulzer 8AL25 / 30 [10], що працює по навантажувальній характеристиці. Частота обертання підтримується рівною 750 rpm. Тоді центральна частота для зони пошуку циліндрової частоти вібрації корпусу дизеля дорівнює: $Fq_{cyl} = (750/60 * 8) / 2 = 50$ Гц. Показані обмеження для зони пошуку циліндрової гармоніки, з урахуванням максимально можливого короткочасного відхилення частоти КВ не більше $\pm 5\%$ (рис. 4.3).

Випробування дизель-генератора були проведені на 4-х навантажувальних режимах: 240, 280, 320 і 350 кВт (табл. 4.1). У спектрі сигналу були визначені циліндрові і лопаткові гармоніки, з наступним уточненням їх амплітуди і частоти шляхом усунення ефекту «витоку» потужності в дискретному перетворенні Фур'є (ДПФ).

Таблиця 4.1 – Дані випробувань дизель-генератора 8AL25/30

N, кВт	Fq cyl, Гц	n (кв), об/хв	Fq(л), Гц	TUR rpm, об/хв
240	51,7	775,5	3508	10524
280	51,6	774	3717	11151
320	51,6	774	3950	11850
350	51,5	772,5	4045	12135

В результаті був побудований графік залежності частоти обертання КВ від навантаження в дослідженому діапазоні (рис. 4.4), і $i_{\text{cyl}} = 8$, і лопаток ГТН = 20.

Частота обертів колінчастого валу, наведена в таблиці, визначається за формулою (4.3). Частота обертів ротора ГТН (TUR rpm) розраховується за формулою (4.4).

$$n(\text{кв}) = 60 * Fq_{\text{cyl}} * 2 / i_{\text{cyl}} \text{ (4-х тактн.)}, \quad (4.3)$$

$$\text{TURrpm} = 60 * Fq(\text{л}) / i_{\text{лопаток}} \quad (4.4)$$

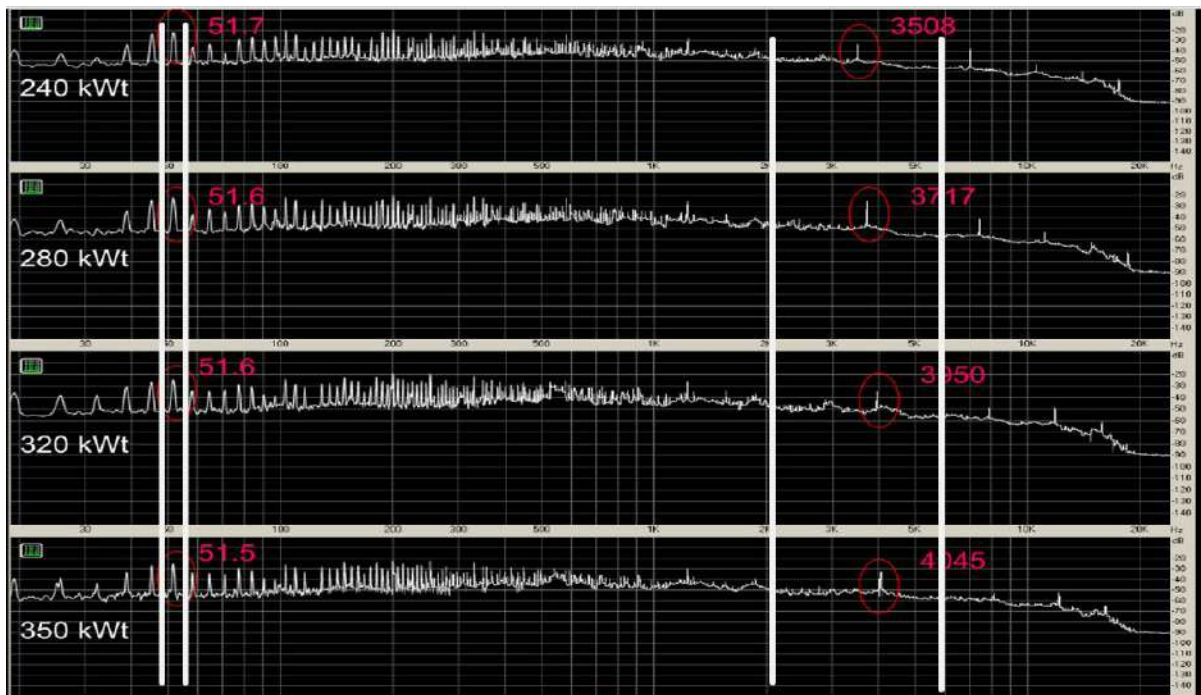


Рисунок 4.3 – Спектр віброакустичного сигналу дизель-генератора СОД 8AL25 / 30 на навантажувальних режимах 240, 280, 320, 350 кВт

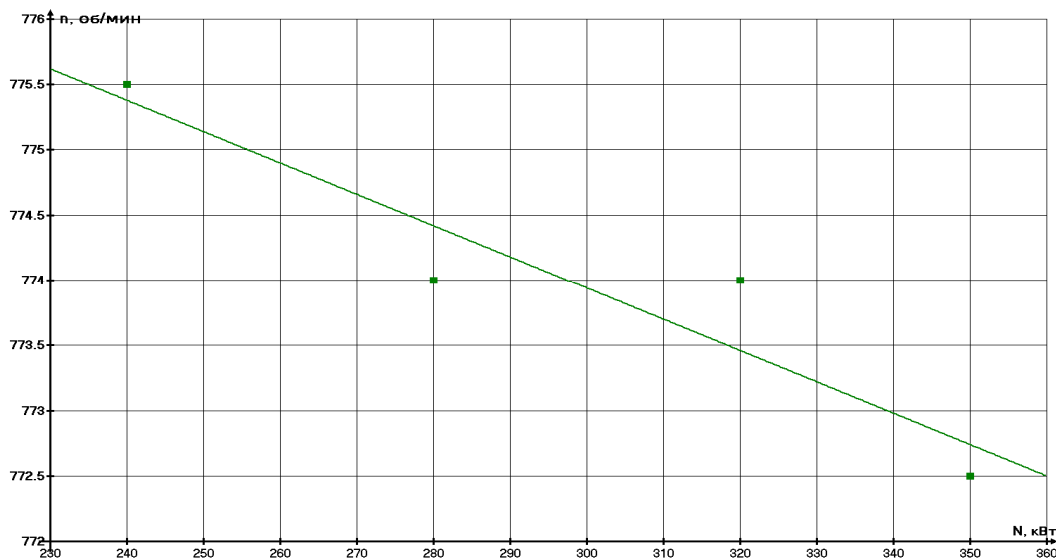


Рисунок 4.4 – Залежність частоти обертання КВ ДГ 8AL25/30 від потужності навантаження

Необхідно відзначити, що статична характеристика регулятора частоти обертання дизеля 8AL25/30 має нахил, який можна чисельно оцінити. Це видно по зменшенню частоти обертання при збільшенні навантаження генератора.

4.2. Усунення ефекту «витоку потужності» спектру при аналізі частотних і амплітудних характеристик віброакустичного сигналу.

В результаті застосування методів спектрального аналізу віброакустичного сигналу двигуна і газотурбонагнітача можна з високою точністю визначати частоту обертання ротора газотурбонагнітача і колінчастого валу, а також здійснювати діагностику технічного стану ГТН і оцінку нерівномірності циліндрових потужностей. В якості аналізованих величин розглядаються частоти і амплітуди окремих гармонік.

Для зниження похибки вимірювання частотних характеристик СДУ методами спектрального аналізу віброакустичного сигналу двигуна необхідно виконати рішення задачі усунення ефекту «витоку потужності» в дискретному спектрі, який

призводить до суттєвих перекоєчень у визначенні частоти, фази і амплітуди гармонік.

Ефект «витоку» або витікання потужності з спектральних вершин на сусідні спектральні лінії є наслідком кінцівки аналізованої тимчасової реалізації та її дискретного представлення через АЦП. Він вважається однією з головних похибок дискретного перетворення Фур'є.

Як приклад на рис. 4.5 представлені амплітудні спектри одного і того ж синусоїдального сигналу ($A = 10000$) з цілим (а) і не цілим (б) числом відліків на один період сигналу.

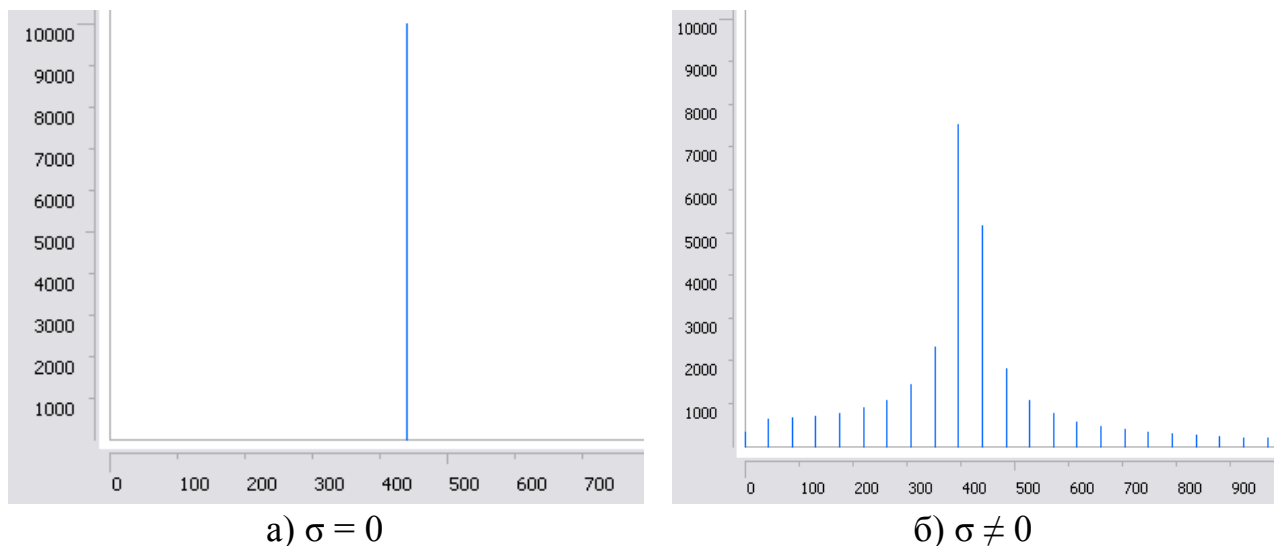


Рисунок 4.5 – Ефект витоку ДПФ

Якщо частоту сигналу представити у вигляді:

$$\gamma = M/T, \quad (4.5)$$

де T – період сигналу,

$$M = n + \sigma,$$

де n – ціле, а $0 < \sigma < 1$,

то максимальні спотворення амплітуди, частоти, фази центральної гармоніки і витік потужності в сусідні буде спостерігатися при $\sigma = 0.5$ [7-11]. Таким чином, якщо аналізувати параметри стаціонарного протягом вибірки сигналу по його спектру,

тобто по центральній гармоніці, то отримані амплітуда, частота і фаза будуть спотворені у разі нецілої кількості відліків сигналу на його період.

На практиці для дискретного запису сигналів використовують АЦП з вибраною і зафіксованою частотою дискретизації. Як наслідок, число відліків на період ніколи не буде цілим, а значення σ буде змінюватися від 0 до 1 залежно від власної частоти вимірюваного сигналу, при цьому буде змінюватися точність оцінки параметрів сигналу по центральній гармоніці.

Таким чином, похибка оцінки параметрів вимірюваного періодичного сигналу буде не постійною і змінюватися аж до 50% у визначенні амплітуд гармонік. Похибка визначення частоти може бути дорівнювати кроку дискретизації.

Практичного вирішення цієї проблеми присвячено не дуже багато робіт і основним методом, застосовуваним на практиці в більшості випадків, є метод віконних перетворень вихідного сигналу [23]: для зменшення розривів на краях ряду з метою ослаблення витоку потрібно зменшити амплітуду сигналу біля країв. Таке масштабування здійснюється в ході множення реалізації на вікно спеціальної форми (наприклад вікно Хеннінга, Блекмена, Кайзера, і т.п.). В результаті застосування віконних функцій спектр вихідного сигналу може сильно спотворитися, але при цьому зменшиться залежність амплітуди, частоти і фази від значення σ . Це означає, що центральну гармоніку можна використовувати для приблизної оцінки параметрів сигналу з деякою постійною похибкою, яку можна врахувати.

Точніше можна усунути ефект «витоку» чисельним методом, заснованим на обробці комплексних результатів ДПФ. В [16, 21, 22, 110] запропоновано уточнити частоту m , фазу φ , і амплітуду A вихідного сигналу за значеннями двох максимальних гармонік в спектрі X_k, X_{k+1} . Для цього пропонується чисельно вирішити систему комплексних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} |Z(m, \varphi)_k / Z(m, \varphi)_{k+1}| = |X_k / X_{k+1}| \\ \text{Arg}(Z(m, \varphi)_k) = \text{Arg}(X_k) \end{array} \right\} \quad (4.6)$$

Де параметри k -ої гармоніки:

$$X_k = \text{Re}_k + j \text{Im}_k ; \quad (4.7)$$

$$X_k = NA_k e^{j\varphi_k}; \quad (4.8)$$

$$A_k = \frac{1}{N} \sqrt{\text{Re}_k^2 + \text{Im}_k^2}; \quad (4.9)$$

$$\varphi_k = \text{arctg}\left(\frac{\text{Im}_k}{\text{Re}_k}\right) = \text{Arg}(X_k). \quad (4.10)$$

Коефіцієнти гармонік можна представити у вигляді: $X_k = (A_k / 2)Z(m, \varphi)_k$, де $Z(m, \varphi)_k$ - комплексна функція, яка не залежить від амплітуди, але залежить від частоти і фази:

$$Z(m, \varphi)_k = e^{j\varphi} \frac{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}} - 1}{e^{\frac{2\pi j(m-k)}{N}} - 1} + e^{-j\varphi} \frac{e^{-\frac{2\pi j(m+k)}{N}} - 1}{e^{-\frac{2\pi j(m+k)}{N}} - 1}. \quad (4.11)$$

Систему рівнянь (4.6) потрібно вирішувати в тому випадку, коли гармоніки зліва і праворуч від центральної не рівні нулю (на практиці більше заданої малої величини δ):

$$X_{k-1} > \delta, X_{k+1} > \delta. \quad (4.12)$$

Якщо $X_{k-1} = 0, X_{k+1} = 0$, то ефект витоків відсутній і частота, амплітуда і фаза центральної гармоніки відповідають параметром вимірюваного вихідного сигналу.

Система (4.6) вирішується методом ітерацій. На початку задається значення $\varphi = \text{Arg}(X_k)$ і чисельно вирішується перше рівняння системи при одному невідомому m . Отримане значення задається в друге рівняння і воно вирішується щодо φ . Тепер отримане значення φ знову задається в перше рівняння, для отримання уточненого значення m , і т.д. Після завершення ітерацій амплітуда сигналу визначається зі співвідношення (4.13):

$$A_k = \text{Abs}(2X_k / Z(m, \varphi)_k). \quad (4.13)$$

В процесі розробки апаратної і програмної частини обчислювача параметрів СДУ автором було проведено дослідження стійкості даного методу у разі наявності шумів у вихідному сигналі. На рис. 4.6 показано рішення системи (4.6) для чистого сигналу і сигналів з накладенням білого шуму 5% і 10% від амплітуди.

Для всіх досліджених випадків було потрібно не більше 5 повних ітерацій для забезпечення заданої похибки (менше 0,5% по частоті і фазі). При цьому амплітуда центральної (максимальної) гармоніки у спектрі після ДПФ до процедури відновлення дорівнювала $A1 = 0.562$ (помилка $\sim 40\%$), а похибка частоти дорівнювала половині кроку дискретизації. В результаті рішення системи (4.6) фаза і частота сигналу зашумленого до 10% білим шумом, відновлюються до початкового значення з похибкою не більше 0.5%.

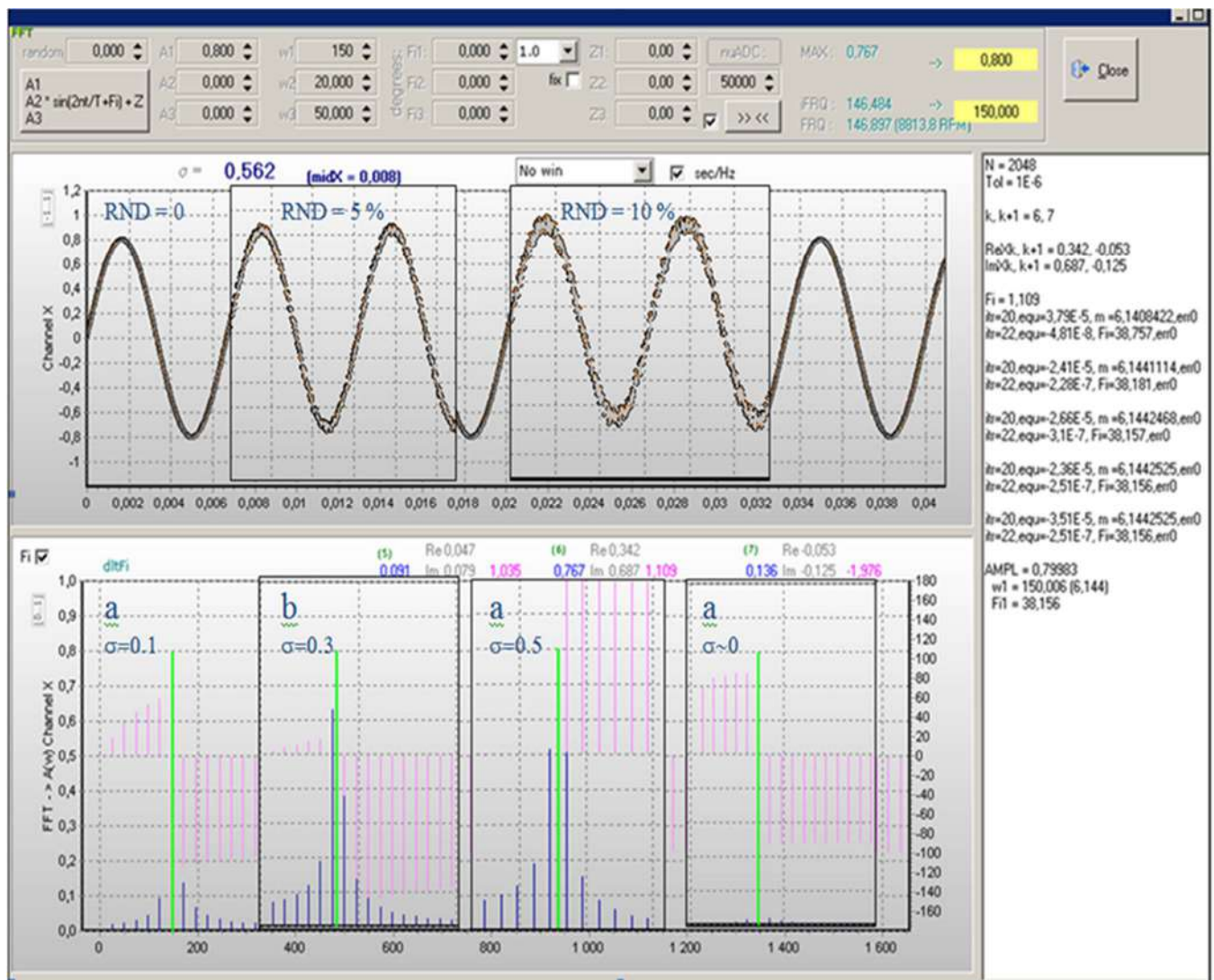


Рисунок 4.6 – Вікно програми для демонстрації ДПФ і дослідження стійкості методу усунення «витоку» для чистого сигналу і сигналу з додаванням 5% і 10% білого шуму.

Незважаючи на гадану громіздкість системи (4.6) і необхідність чисельного ітераційного рішення складових її рівнянь, необхідно відзначити, що вирішується вона швидко. Для всіх досліджених випадків було потрібно не більше 5-ти повних ітерацій для забезпечення заданої похибки менше 0.5% за частотою і фазою.

При вирішенні системи (4.6) використовується багато повторюваних ділянок, які зручно виділити у підпрограми. Рішення системи не пов'язане з виділенням додаткової пам'яті для зберігання об'ємних масивів даних і розрахункових коефіцієнтів, як у випадку з ШПФ. У зв'язку з цим алгоритм може бути запрограмований на сучасному DSP контролері, що реалізує ШПФ. Незважаючи на ітераційне чисельне рішення (4.6), така процедура відновлення незначно збільшить загальний час розрахунку і дозволить отримати не тільки спектр сигналу, але і відновлене значення основної частоти і амплітуди досліджуваного сигналу [110].

4.3 Розробка апаратної і програмної частини обчислювача параметрів СДУ в експлуатації. Визначення основної похибки вимірювань.

Для проведення вимірювань частотних параметрів СДУ (частоти обертання газотурбонагнітача і визначення обертів колінчастого валу) і подальшого розрахунку значення механічного ККД дизеля в процесі експлуатації, був розроблений мікроконтролерний обчислювач, який реалізує запропонований в роботі метод визначення ефективних параметрів. При складанні алгоритму роботи і схеми електричного принципового обчислювача параметрів СДУ використовувався досвід створення більш ранньої версії частотного модуля [110], обчислювальна та вимірювальна частина якого була реалізована на базі сучасного DSP мікроконтролера ATxmega256A3.

Цей частотний модуль використовувався при побудові систем дистанційного контролю параметрів СДУ [2, 22] і проведення вимірювань частотних характеристик ГТН і КВ в експлуатаційних умовах. Модуль встановлюється на двигуні в районі кільцевого фільтра турбіни газотурбонаддування. Обчислення проводяться на

базі сучасного DSP контролера, який реалізує процедуру ШПФ на базі 2048 точок і усуває ефект «витоку потужності» ДПФ. В результаті, окрім частотних параметрів на виході модуля проводиться безперервний контроль амплітуд віброприскорень двигуна на циліндричній частоті і амплітуд віброприскорень ГТН на основній частоті обертання. Контроль амплітуд віброприскорень дозволяє дати оцінку розбалансу циліндрових потужностей і визначити загальну вібрацію ГТН на основній частоті обертання. Вимірювання рівня вібрації ГТН дозволяє визначити технічний стан підшипників ГТН [7]. Настроювальні і розраховані дані передаються на ЕОМ по послідовному інтерфейсу.

У новому обчислювачі параметрів СДУ (рис. 4.7) набір даних від перетворювачів фізичних величин, синхронізація і математичні обчислення виконуються на 32-розрядному мікроконтролері STM32 F4 (STM32F405RGT6) компанії STMicroelectronics.

Сучасні мікроконтролери серії STM32 F4 є результатом вдалого поєднання можливості управління мікроконтролером в реальному часі з продуктивністю обробки сигналів, властивої сигнальним процесорам. Ця лінійка контролерів STM32 є новим класом пристроїв, сигнальними мікроконтролерами (DSC). До складу мікроконтролера входить модуль для роботи з числами з плаваючою точкою, що збільшує швидкість обробки в додатках пов'язаних, наприклад, із спектральним аналізом.

Для відображення інформації та налаштування обчислювача застосований 4.3 "інтелектуальний дисплей TFT LCD (NX4827T043) Intelligent Touch Display компанії Nextion (рис. 4.8). Він включає в себе апаратну і програмну частину (редактор WYSIWYG). Екранний модуль Nextion TFT використовує послідовний порт передачі даних (UART) для зв'язку з мікроконтролером.



Рисунок 4.7 – Обчислювач параметрів СДУ (основний робочий екран)



Рисунок 4.8 – Інтелектуальний дисплей TFT LCD NX4827T043

Редактор інтелектуального дисплею WYSIWYG включає в себе готові екранні компоненти, такі як кнопки, текст, прогрес бар, панелі приладів, які спрощують розробникові процес створення призначеного для користувача інтерфейсу.

В основному режимі на екран виводяться одночасно значення трьох параметрів: лопаткова частота, що вимірюється або значення обертів КВ, розрахункове значення обертів ГТН ($TURrpm$) і розрахункове значення механічного ККД (η_m).

У режимі «Опції» (рис. 4.9) можна встановити значення параметрів для розрахунку лопаткової частоти, обертів ГТН, обертів КВ і значення механічного ККД. Так само в цьому режимі для зменшення ефекту «витоку потужності» (*DFT leakage effect*) і відновлення частоти сигналу можна задати аналітичне рішення системи (4.6) методом ітерацій або застосувати одне з віконних перетворень (вікно Хеммінга, Блекмена, Кайзера).



Рисунок 4.9 – Основний екран обчислювача параметрів СДУ і екран налаштувань

Основні технічні характеристики обчислювача параметрів СДУ наведено в табл. 4.2. Значення похибки розрахунку механічного ККД η_m залежить більшою мірою від точності визначення значення індикаторної потужності і коефіцієнтів A , B

і C у формулі (3.2) при проведенні ходових випробувань, або за результатами здавальних випробувань. Похибка вимірювання обертів КВ і газотурбонагнітача методами спектрального аналізу невелика ($\delta \leq 0.5 \%$) і в меншій мірі впливає на точність визначення значення η_m .

Таблиця 4.2 – Основні технічні характеристики обчислювача параметрів СДУ

Характеристика	Значення величини
Напруга живлення, В	= 9 ÷ 30
Споживана потужність, Вт	Не більше 3 Вт
Межа допустимої основної погрішності виміру частоти вхідного сигналу, %	±0.2
Межа допустимої погрішності розрахунку значення η_m , %	± 5
Діапазон вимірювання частоти вхідного сигналу, Гц	10 ÷ 10000
Роздільна здатність екрану, рел	480 x 272 (4.3" TFT резистивний сенсорний екран, 16М Flash, 2KByte RAM)
Вбудовані інтерфейси	USB 2.0, RS-485
Час розрахунку	Не більше 2 сек.
Кількість каналів вимірювання	2
Амплітудне значення вхідного сигналу (В): max min	10 В 0,01 В
Габаритні розміри, мм	222x146x55

Пристрій і принцип роботи

Обчислювач параметрів СДУ (надалі по тексту «прилад») є багатоканальним мікропроцесорним пристроєм, що дозволяє з високою точністю проводити обробку і вимірювання параметрів вхідних сигналів від типових датчиків обертів, витрат, а так само від акустичних перетворювачів і датчиків вібрації. Розрахунок значення

механічного ККД виконується за формулою (3.3), відповідно до методики, представленої в розділі 3.1. Дані вимірювань відображаються в доступному вигляді і в реальних фізичних одиницях на графічному сенсорному дисплеї типу 4.3” TFT LCD Intelligent Touch Display.

Конструктивно прилад виконаний в герметичному корпусі з полікарбонату G218MF з фланцями для настінного монтажу або монтажу по місцю установки. Забезпечується захист від проникнення пилу і вологи за стандартом IP65. Підключення сигнальних кабельних ліній, і подання напруги живлення до приладу проводиться через роз'єми Ш1, Ш2 (сигнальні лінії) і Ш3 (живлення). Роз'єми для підключення розташовані на корпусі приладу в нижній частині (рис.4.7). На бічній стінці розташований тумблер включення приладу. На лицьовій панелі приладу розташований графічний дисплей з сенсорним екраном.

Структурна схема частотного модуля, що використовується в складі приладу для вимірювань, обчислень і передачі даних показана на рис. 4.10. Частотні сигнали від перетворювачів фізичних величин (Gen1 і Gen2) надходять на входи Fq1, Fq2 попереднього підсилювача на операційних підсилювачах А і В. По вхідних ланцюгах встановлені обмежувачі рівня вхідного сигналу для захисту вхідних ланцюгів ОУ. Безпосередній вимір вхідних сигналів по кожному з каналів виконується за допомогою аналого-цифрового перетворювача (АЦП 12-біт) і подальшого функціонального перетворення (з огляду на нелінійність і коефіцієнт посилення ОУ) отриманих результатів за допомогою мікропроцесора в цифровий код. Обмін даними проходить по інтерфейсу RS-485 і через послідовний порт передачі даних (UART) для управління екраном. Наявність RS-485 інтерфейсу передачі даних дозволяє використовувати дані розрахунку в задачах автоматизації та комп'ютеризації процесів експлуатації при побудові систем дистанційного контролю параметрів СДУ транспортного судна.

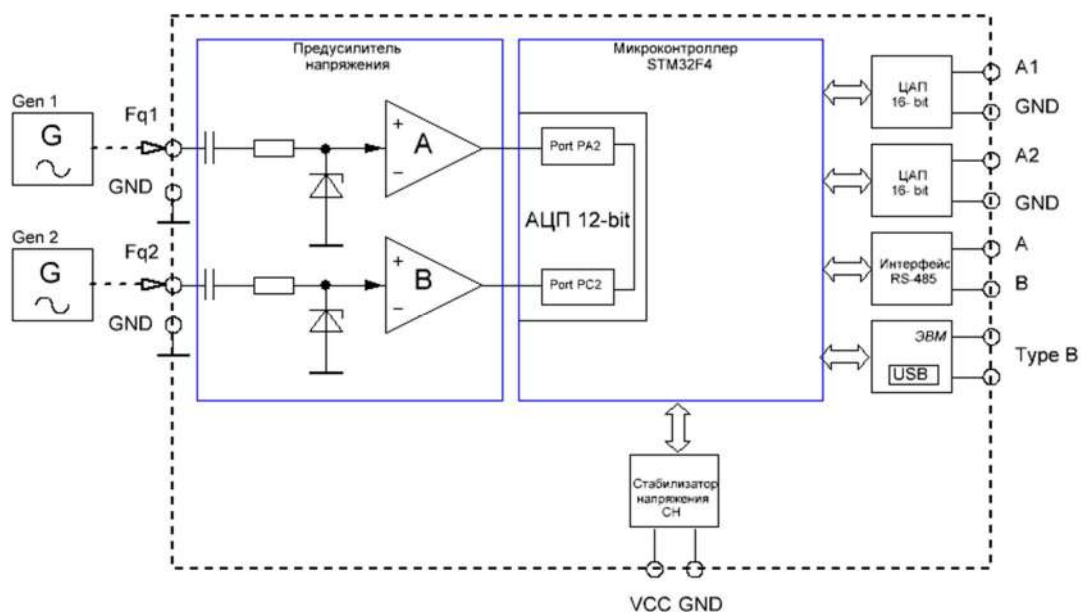


Рисунок 4.10 – Структурна схема частотного модуля

Схема електрична принципова обчислювача параметрів СДУ представлена на рис. 4.11. Вхідні частотні сигнали з датчиків надходять через роз'єми Ш1, Ш2 на відповідні входи зведеного операційного підсилювача DA1. Вхідний сигнал може бути синусоїдальної або прямокутної форми, амплітудою від 10 мВ до 10 вольт. Після посилення і формування змінні сигнали надходять на входи АЦП перетворювача (входи PA2 і PC2) мікроконтролера STM32F4 (модуль A1).

На мікроконтролері реалізована функція ШПФ (швидке перетворення Фур'є) вхідних сигналів для точного розрахунку частоти. Так само мікроконтролер через послідовний порт (PD8, PD9) передачі даних, виконує функцію управління сенсорним дисплеєм NX4827T043 (модуль A2).

Прилад містить вбудоване джерело живлення з вихідною напругою +5 В для живлення сенсорного дисплею (модуль A2), побудований на електронному стабілізаторі DA2. З виходу стабілізатора DA3 напруга величиною +3.3 В живить мікроконтролер і операційний підсилювач DA1. На елементах C5, C6, R9, R10 зібраний формувач «середньої точки» напругою 1 В, яке надходить на неінвертуючий входи DA1 для створення штучного підвісу на виході операційних підсилювачів, з метою передачі неспотвореного за формою сигналу на вхід АЦП.

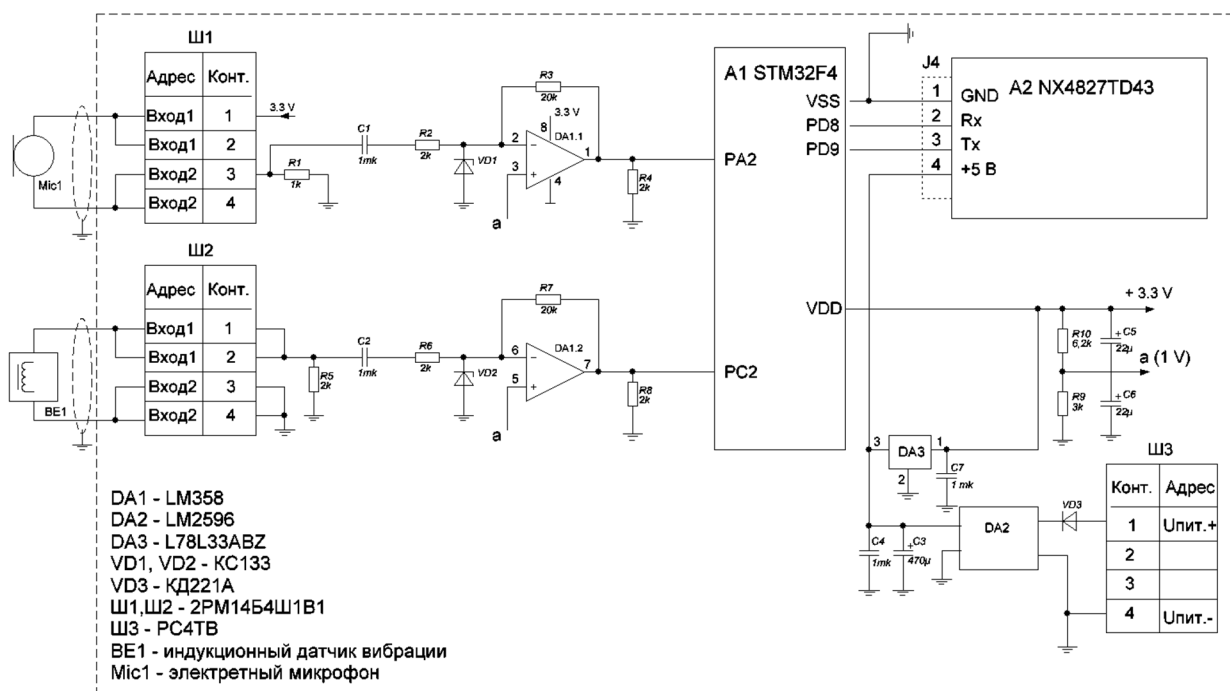


Рисунок 4.11 – Схема електрична принципова обчислювача параметрів СДУ

Для проведення вимірювань частотних характеристик ГТН і КВ в експлуатаційних умовах можуть використовуватися первинні перетворювачі фізичних величин декількох типів. Це мікрофони і датчики вібрації. Мікрофони служать для перетворення енергії звукових коливань в змінну електричну напругу. Акустичні мікрофони діляться на дві групи:

- високоомні (конденсаторні, електретні, п'єзоелектричні);
- низькоомні (електродинамічні, електромагнітні, вугільні).

Мікрофони першої групи умовно можна представити у вигляді еквівалентних змінних конденсаторів, а мікрофони другої групи у вигляді котушок індуктивності з рухомими магнітами або у вигляді змінних резисторів.

При проведенні експериментів і визначення значень ефективних параметрів СДУ автор використовував високоомний електретний мікрофон EM-4015-BC ви-

робництва компанії Soberton Inc. [107]. Параметри цієї моделі нормуються в стандартному діапазоні звукових частот (20 Гц ... 20 кГц). Мікрофон має високу чутливість, широку смугу пропускання, вузьку діаграму спрямованості, малі спотворення і низький рівень шумів (рис.4.12).

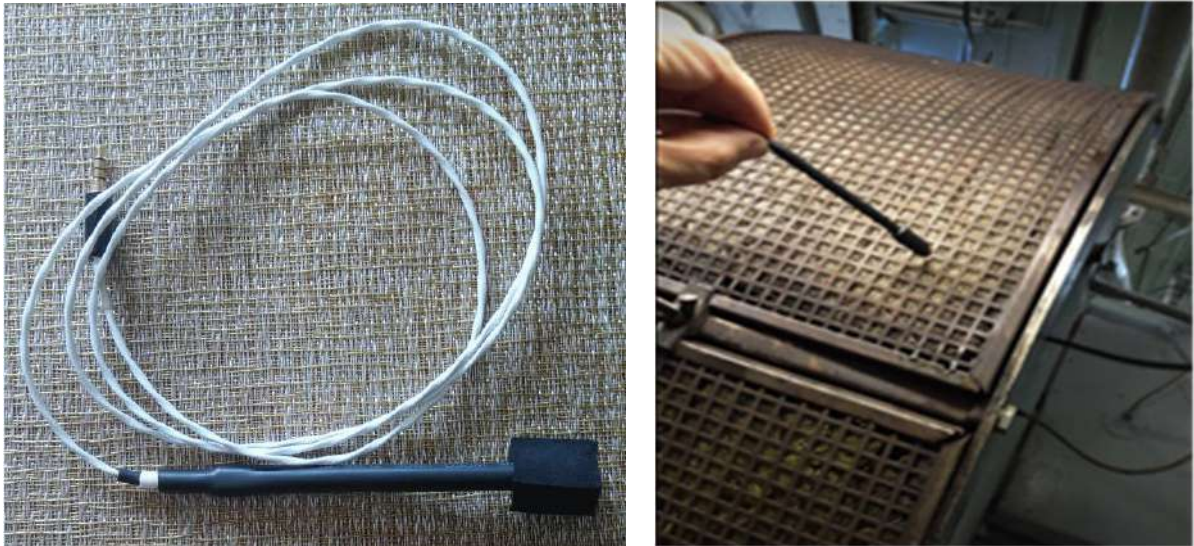


Рисунок 4.12 – Електретний мікрофон EM-4015-BC

Власний шум можна охарактеризувати двома параметрами - відношення сигнал / шум SNR (signal-to-noise ratio) і еквівалентний шум на вході EIN (equivalent input noise). SNR для мікрофона - це відношення еталонного сигналу до рівня власного шуму. Еталонним сигналом служить рівень звукового тиску в 94 дБ (1 Па) на частоті 1 кГц. Для електретного мікрофона EM-4015-BC значення показника SNR становить 58 дБ. Це середнє значення для даного типу пристроїв. Мікрофон має вбудований підсилювач сигналу (рис.4.13), що знижує рівень електромагнітних завад від асинхронних двигунів і генераторів, розташованих в машинному відділенні.

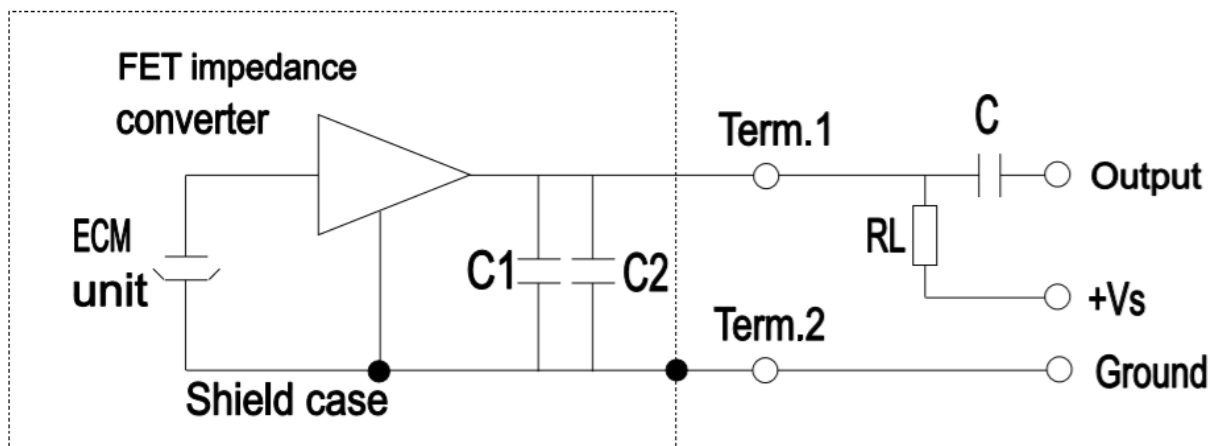


Рисунок 4.13 – Схема структурна електретного мікрофона EM-4015-BC

Для деяких типів СДУ в спектрі акустичного сигналу ГТН відсутня циліндрична гармоніка Fq_{cyl} . У цьому випадку для визначення величини обертів КВ можна використовувати спектр сигналу з індукційного датчика вібрації (наприклад, MB-27), встановленого на двигун (рис. 4.14), або використовувати сигнал з типового датчика обертів.



Рисунок 4.14 – Індукційний датчик вібрації MB-27

Індукційні датчики вібрації MB-27 широко застосовуються в експлуатації авіаційних двигунів [31]. Вихідний сигнал датчика, пропорційний віброшвидкості.

Конструктивно індукційні датчики являють собою складну і точну механічну систему. У корпусі датчика жорстко закріплена обмотка котушки. Сейсмічна маса, виконана з магнітного матеріалу, підвішена з двох сторін на пружинах. При перетині магнітними силовими лініями постійного магніту витків котушки, в ній наводиться ЕРС. Корпус датчика виконаний з нержавіючої сталі і має фланець з двома або трьома отворами для його кріплення. Частотний діапазон роботи датчика від 30 до 500 Гц.

Так само для визначення обертів КВ на вхід Ш2 (рис. 4.11), вимірювача параметрів СДУ, можуть подаватися сигнали (через підсилювачі заряду) з п'єзоакселерометрів (наприклад, МВ-04, МВ-32). Ці датчики працюють в широкому частотному діапазоні, від 0.2 Гц до 50000 Гц, з відхиленням від лінійності менше 5%. Низьке нижнє граничне значення робочого частотного діапазону дозволяє використовувати їх для визначення частоти циліндрової гармоніки Fq_{cyl} для різних типів малооберткових двигунів.

Визначення основної похибки вимірювань

Для визначення основної похибки вимірювальних каналів обчислювача параметрів СДУ розроблена методика повірки (МП), наведена в [Додаток В]. Даний МП встановлює методи і засоби первинної та періодичної перевірок обчислювача параметрів СДУ, призначеного для вимірювання частоти гармонійних сигналів в діапазоні частот вхідного сигналу від 2 до 10000 Гц, з подальшим розрахунком значення механічного ККД СДУ. Методика повірки не поширюється на розрахункові методи визначення значення механічного ККД, що реалізовані в обчислювачі.

При розробці методики були використані нормативні документи, основні з яких:

- ДСТУ 2708:2006. Метрологія. Повірка засобів вимірювальної техніки. Організація та порядок проведення;
- ДСТУ 3215-95 Метрологія. Метрологічна атестація засобів вимірювальної техніки. Організація та порядок проведення.

Таблиця 4.3 - Робочі еталони і допоміжне обладнання, що використовуються при проведенні повірки

Номер п/п	Найменування засобу вимірювальної техніки або допоміжного засобу перевірки і основні технічні характеристики
1.	Генератор сигналів низькочастотний прецизійний ГЗ-110: - діапазон частот 0,01 Гц - 2 МГц (дискретно через 0,01 Гц); - основна похибка установки частоти $\pm 3 \cdot 10^{-7}$ Гц; - нестабільність частоти в дискретних точках: $\pm 5 \cdot 10^{-9}$ Гц (за 15 хв), $\pm 1 \cdot 10^{-8}$ Гц (за 3 год), $\pm 3 \cdot 10^{-8}$ Гц (за 16 год)
2.	Вольтметр цифровий В7-34: - вимір напруги постійного струму (верхня межа піддіапазонів: 100 мВ, 1 В, 10 В, 100 В, 1000 В); - вимір синусоїдальної напруги в діапазоні до 10 кГц; (верхня межа піддіапазонів: 1 В, 10 В); - межа допустимої основної похибки 0,1 %
3.	Мегомметр М4100/3: - вимір опору постійному струму до 500 МОм; - клас точності 1,0; - номінальна вихідна напруга 500 В
4.	Джерело постійного струму Б5-43: - найбільше значення напруги 9,99 В; - допустимі відхилення $\pm 0,5$ % від встановленого значення.

Під час проведення повірки та визначення основної похибки δ вимірювання частоти для двох каналів обчислювача параметрів СДУ були застосовані засоби вимірювань, показані в табл. 4.3. Підключення до контрольних приладів проводиться за схемою, наведеною на рис. 4.15.

Основна відносна похибка δ обчислювалась на десяти різних контрольних точках не менше ніж по 20 спостереженням в цій точці при прямому і зворотному ходах градуювання по формулі:

$$\delta_{Ni} = \frac{f_{uzm.i} - f_{p.э.i}}{f_{p.э.i}} \cdot 100\% \quad (4.14)$$

де δ_{Ni} – відносна похибка i -го виміру, %;

$f_{uzm.i}$ – результат i -го виміру частоти, виміряний приладом, що повіряється, Гц;

$f_{p.э.i}$ – частота сигналу, виміряна еталонним приладом, Гц.

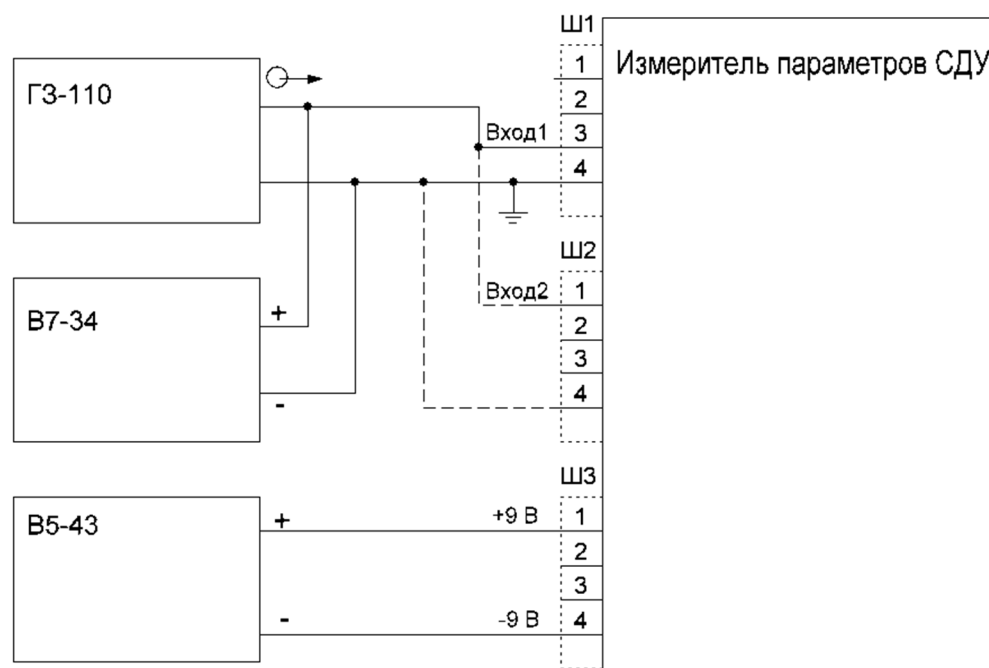


Рисунок 4.15 – Підключення вимірювача параметрів СДУ до контрольних приладів

В результаті проведених випробувань каналів виміру максимальне значення основної відносної похибки δ , розраховане по формулі (4.14), не перевищило значення 0.17% (табл. 4.4). Це відповідає заявленим технічним характеристикам обчислювача параметрів СДУ, згідно з якими, гранично допустиме значення δ становить 0.2%. Повні протоколи випробувань вимірювальних каналів наведені в [Додаток В].

Таблиця 4.4 – Результати випробувань 1-го і 2-го каналів виміру частоти

Контрольний параметр, що задається Гц	Максимальне значення відхилення Δ від дійсного значення, Гц (1к/2к)	Основна похибка δ , в % (1к/2к)
5	0.007 / 0.008	0.14 / 0.16

10	0.014 / 0.017	0.14 / 0.17
100	0.084 / 0.135	0.084 / 0.135
1000	0.978 / 0.956	0.097 / 0.095
4000	0.574 / 0.827	0.014 / 0.02
5000	0.254 / 0.650	0.005 / 0.013
6000	0.676 / 0.559	0.012 / 0.009
7000	0.777 / 0.922	0.012 / 0.013
8000	0.326 / 0.447	0.004 / 0.005
10000	0.480 / 0.480	0.0048 / 0.005

Підвищення точності виміру частотних параметрів СДУ, використовуючи методи спектрального аналізу, дає змогу підвищити розрахункову точність запропонованого методу контролю ефективних параметрів СДУ в експлуатації.

Висновки по четвертому розділу

1. Автоматизація процесу розрахунку ефективних параметрів СДУ дозволила реалізувати можливість оперативного контролю значень ефективних і частотних параметрів СДУ в режимі «реального часу» в експлуатаційних умовах.

2. Для проведення вимірювань частотних параметрів СДУ в процесі експлуатації в якості альтернативи безпосереднім вимірюванням величини обертів був обраний віброакустичний спосіб визначення частот обертання КВ і ГТН за допомогою методів спектрального аналізу.

3. Аналіз спектру віброакустического сигналу ГТН показує, що максимальна гармоніка знаходиться на лопатковій частоті повітряного компресора, а для її визначення необхідно ввести граничні умови пошуку.

4. Для зниження похибки вимірювання частотних характеристик СДУ методами спектрального аналізу в умовах експлуатації використано апаратне рішення задачі усунення ефекту «витоку потужності» в дискретному спектрі на базі сучас-

ного мікроконтролера. Це дозволило отримати високу точність розрахунку значення механічного ККД в експлуатаційних умовах, використовуючи представлений в розділі обчислювач параметрів СДУ.

5. Висока точність вимірювання частоти підтверджена результатами повірки вимірювальних каналів обчислювача параметрів СДУ, виконаної за розробленою методикою, на базі діючих нормативних документів. Максимальне значення основної відносної похибки δ не перевищило значення 0.17% в діапазоні вимірюваних частот від 2 до 10000 Гц.

6. Для деяких типів СДУ в спектрі акустичного сигналу ГТН відсутня циліндрична гармоніка $F_q \text{ cyl}$. У цьому випадку для визначення величини обертів КВ можна використовувати спектр сигналу з індукційних датчиків вібрації або п'єзоакселерометра, встановленого на двигун, або використовувати сигнал з типового датчика обертів.

7. Застосування розробленого апаратного комплексу «Обчислювач параметрів СДУ» в умовах експлуатації транспортного судна дасть можливість своєчасно визначати значення ефективної потужності і питомої ефективної витрати палива. Це знижує трудові витрати членів екіпажу і збільшує точність підтримки норми добової витрати палива, що в комплексі, підвищує ефективність експлуатації транспортного судна.

8. Апаратна реалізація методу контролю ефективних параметрів СДУ на базі сучасного мікроконтролера дозволяє використовувати дані розрахунку в задачах автоматизації та комп'ютеризації процесів експлуатації при побудові систем дистанційного контролю параметрів СДУ транспортного судна.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні поставлена і вирішена науково-практична задача розробки методу визначення ефективних параметрів суднової дизельної енергетичної установки (СДУ) в експлуатації. Представлено нове рішення задачі визначення механічного ККД СДУ на поточному експлуатаційному режимі. Отримані в роботі наукові та практичні результати дозволяють зробити нижчеперелічені висновки.

1. Аналіз показав, що, незважаючи на існуючі вимоги ІМО і більшості класифікаційних товариств, визначення ефективних параметрів СДУ є складним завданням, яке не вирішується в експлуатації без застосування спеціальних методів і засобів.

2. У зв'язку зі складністю метрологічної підтримки і високою вартістю апаратних систем вимірювання обертаючого моменту на валу більшість морських транспортних судів не обладнане ними в даний час. При цьому є можливість безпосередньо під час експлуатації визначати індикаторні параметри робочого процесу (середній індикаторний тиск і потужність) і частотні характеристики газотурбонагнітачів СДУ.

3. Аналіз показав, що визначення індикаторних параметрів СДУ під час експлуатації проводиться з максимальними відносними похибками до 3% з допомогою систем моніторингу робочого процесу. Розроблені методи дозволяють визначати частоти обертання колінчастого валу і газотурбонагнітача СДУ з похибкою до 1%. У цьому випадку визначення ефективних параметрів СДУ за розробленою в дисертації методикою може бути виконано з відносною похибкою до 5%, що задовольняє вимогам ГОСТ 21792-89 для непрямих методів розрахунку і порівняно з похибкою емпіричного визначення механічного ККД за даними ходових випробувань.

4. Встановлено, що після виходу ГТН на робочий режим (при навантаженні СДУ вище 35 - 40% і після відключення допоміжних вітрогінників) відношення

частот обертання ГТН номінального і поточного режимів пропорційно відношенню індикаторних потужностей на відповідних режимах СДУ зі значеннями коефіцієнта кореляції 0.9 - 0.97. Такий тісний зв'язок було використано при розробці нового експрес-методу визначення ефективних параметрів СДУ.

5. Встановлено, що частота обертання ГТН СДУ на поточному навантажувальному режимі може бути визначена з похибкою менше 1% за допомогою методів спектрального аналізу віброакустичних сигналів компресора ГТН.

6. В діапазоні основних навантажувальних режимів суднового головного двигуна (60-80%) відносна похибка розрахунку η_m за пропонованим методом, нижче похибки поширених альтернативних методів (проф. Г.О. Конакова та інших непрямих методів) в середньому в 1.5-2 рази.

7. Отримані результати показали, що аналітичний метод усунення витоку потужності дискретного спектру стійкий до шумів у вихідному сигналі. В результаті аналітичного вирішення фаза і частота сигналу зашумленого до 10% білим шумом, відновлюються до початкового значення з похибкою не більше 0,5 %.

8. Розроблені в дисертації методи реалізовані на сучасній елементній базі з використанням спеціалізованих FFT-мікроконтролерів. Це дозволяє розширити сферу застосування розроблених методів і сприяє підвищенню ефективності експлуатації СДУ морських підприємств різних типів.

9. Впровадження розроблених в дисертаційному дослідженні методів є альтернативою дорогим прямим (за допомогою торсіометрів на гребному валу) вимірам ефективних параметрів СДУ. Розроблені методи впроваджені судноплавними компаніями «*UKRFERRY Shipmanagement*», "*TRANSHIP*" (Україна), "*ДОНРЕЧФЛОТ*" (Ростов-на-Дону), "*Prestige Shipmanagement Ltd.*" (Турція). Акти впровадження додаються.

10. Спрямованість на детальний аналіз робочого процесу і наукоємність отриманих результатів дозволяє використовувати їх в навчальному процесі спеціалізованих технічних ВНЗ. У зв'язку з цим результати дисертаційного дослідження

впроваджені в навчальний процес судномеханічної спеціальності Одеського національного морського університету. Результати дослідження також можуть бути використані у вищих технічних морських навчальних закладах і судноплавних компаніях при підготовці морських інженерів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Приложение VI к МАРПОЛ-73/78: Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов / ЦНИИМФ. – Офіц. вид. – СПб.: МАРПОЛ-73/78, 2004. – 80 с. – (Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов).
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. Семенов В. С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В. С. Семенов. – М. : В/О Мортехинформреклама, 1991. – 112 с.
4. Возницкий И. В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей – М. : В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.
5. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» – 2011. - №10 (87). – С. 197-202.
6. Варбанец Р.А. Определение эффективных параметров и диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Сборник научных трудов Академии военно-морских сил им. П.С. Нахимова, 2012. - № 1(9). – С. 195-201
7. Варбанец Р.А. Виброакустический контроль частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» - 2012. - №10(97). – С. 98-105.

8. Варбанец Р.А. Комплексный контроль технического состояния судового двигателя с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Искусственный интеллект. – 2012. – № 3. – С. 366-376.
9. Варбанец Р.А. Спектральный анализ частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Сборник научных трудов Академии военно-морских сил им. П.С. Нахимова, 2012 – Вип. 4(12). – С. 158-164.
10. Варбанец Р.А. Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом / Р. А. Варбанец, А. И. Головань, Ю. Н. Кучеренко // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология". Астрахань. – 2013. – № 1.– С. 103-110.
11. Варбанец Р.А. Диагностика и моделирование рабочего процесса СДВС / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // V Международная научно-техническая конференция «Эффективность, надежность и безопасность энергетических установок (Энергоустановки-2010)»: сб. научн. тр. по материалам междунаучно-практ. конф., 07-11 июня 2010г., СевНТУ, Севастополь – Батилиман, 2010. – С. 241-243.
12. Варбанец Р.А. Диагностический контроль судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации / Р.А. Варбанец, А.Н. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Всеукраинская научно-практическая конференция «Современные энергетические установки на транспорте, технологии и оборудование для их обслуживания»: сб. научн. тр. по материалам междунаучно-практ. конф., 12-14 октября 2011г., Херсон, 2011. – С. 12-16.
13. Варбанец Р.А. Экспресс-метод определения эффективных параметров судовой главной энергетической установки / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // V Международная научно-техническая конференция «Судовая энергетика: состояние и проблемы»»: сб. научн. тр. по материалам междунаучно-практ. конф., 12-14 октября 2011г., Херсон, 2011. – С. 12-16.

- научно-практ. конф., 10-11 ноября 2011г., НУК им. адмирала Макарова – Николаев, 2011. – С. 257-258.
14. Варбанец Р.А. Применение методов спектрального анализа в оценке эффективных показателей судовых дизельных энергетических установок / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // V Международная научно-техническая конференция «Судовая энергетика: состояние и проблемы»»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., 10-11 ноября 2011г., НУК им. адмирала Макарова – Николаев, 2011. – С. 258-260.
 15. Варбанец Р.А. Виброакустический контроль частотных характеристик судового дизеля с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // XVII Международный конгресс двигателестроителей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., 14-19 сентября 2012г., Авиационно-космическая техника и технология. Харьков: ХАИ. 2012., - №10(97). – С. 98-105.
 16. Варбанец Р.А. Комплексный контроль технического состояния судового двигателя с турбонаддувом / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Международная научно-практическая конференция «Искусственный интеллект. Интеллектуальные системы»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., ИИ-2012 – пос. Кацивели, АР Крым, 01-05 октября 2012г., Искусственный интеллект. –2012. – № 4. – С. 97-107.
 17. Варбанец Р.А. Интернет-мониторинг параметров СЭУ / В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Всеукраинская научно-практическая конференция «Современные энергетические установки на транспорте, технологии и оборудование для их обслуживания»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., Херсонская государственная морская академия - Херсон, 10-12 октября 2012г. – С. 27-28.

18. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <https://www.lorenz-messtechnik.de/english/index.php>
19. Вешкельский С.А. Справочник судового дизелиста. Вопросы и ответы / С.А. Вешкельский - Л.: Судостроение, 1990. - 368с.
20. Варбанец Р.А. Мониторинг эффективных параметров судовой дизельной энергетической установки СЭУ / В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец, Ю.Н. Кучеренко, А.И. Головань // Всеукраинская научно-практическая конференция «Современные энергетические установки на транспорте, технологии и оборудование для их обслуживания»: сб. научн тр. по материалам междун. научно-практ. конф., Херсонская государственная морская академия - Херсон, 10-12 октября 2012г. – С. 28-29.
21. Варбанец Р.А. Метод устранения эффекта утечки в дискретном преобразовании Фурье / Р.А. Варбанец, А.И. Головань // II Международная научно-техническая конференция «Современное состояние и проблемы двигателестроения»: сб. научн. тр. по материалам междун. научно-практ. конф., НУК им. адмирала Макарова – Николаев, 28-29 ноября 2012г. – С. 251-254.
22. Варбанец Р.А. Метод устранения эффекта «утечки» в дискретном преобразовании Фурье / Р.А. Варбанец, А.И. Головань // III Научная конференция «Проблемы эксплуатации и развития вооружения и технических средств Военно-Морских Сил», АВМС им. П.С. Нахимова – Севастополь, 28-30 ноября 2012г., Сборник научных трудов. – Севастополь: 2012. – С. 149-152.
23. Р. Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов – М.: Мир, 1982. – 482 с.
24. Варбанец Р. А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей – Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 18 – С. 134 – 141.

25. Варбанец Р. А., Кучеренко Ю. Н., Головань А. И. Параметрическая диагностика судовой дизельной энергетической установки в эксплуатации – Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков «ХАИ», 2011. – № 10(87). – С. 197 – 202.
26. Варбанец Р. А., Ивановский В. Г. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации – Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков, 2004. – № 2(5). – С. 138 – 141.
27. Осташенков В. Ф. Теплотехнические испытания судовых дизелей – М.: «Транспорт», 1967. – 247 с.
28. Соломатин С.Я. Краевский В. Н., Кузьмин К. А. Особенности вибрационного состояния центробежного компрессора при останове – НТиИ Компрессорная техника и пневматика. – Москва, 2012. - №1(2012). – С. 12 – 16.
29. RightMark Audio Analyzer [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://audio.rightmark.org>
30. Кошелев И. Справочник судового механика по теплотехнике / И. Кошелев, А. Пимошенко, Г. Попов, В. Тарасов – Л. : Судостроение, 1982. – 477 с.
31. Кучеренко Ю. М. Спосіб випробування та перевірки агрегатів 4000 і 4001 / Ю. М. Кучеренко, С.І. Крайнов, О.І. Федоренко, В.В. Юхачов // Патент на корисну модель № 38833. Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 26.01.2009.
32. Стефановский Б. С. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б. С. Стефановский, Е. А. Скобцов и др. – М. : Машиностроение, 1972. – 368 с.
33. Никитин Е. А. Диагностирование дизелей / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский и др. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.

34. Шишкин В. А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей / Шишкин В. А. – М. : Транспорт, 1986. – 192 с.
35. Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура дизелей : справочник/ Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский – М. : Машиностроение, 1982. – 168 с.
36. Большаков В. Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / В. Ф. Большаков, Ю. Я. Фомин, В. И. Павленко – М. : Транспорт, 1983. – 160 с.
37. Фомин Ю. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ю. Я. Фомин и др. – Л. : Судостроение, 1989. – 344 с.
38. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей: [учебник для вузов] / Камкин С. В. Возницкий И. В., Шмелев В. П. – М. : Транспорт, 1990. – 344 с.
39. Небеснов В. И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов / В. И. Небеснов – М. : Транспорт, 1974. – 200 с.
40. Петровский Н. В. Режимы работы судовых двигателей с воспламенением от сжатия / Н. В. Петровский – М. – Л : Морской транспорт, 1953. – 152 с.
41. Конаков Г. А. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота : [учебник] / Г. А. Конаков, Б. В. Васильев – М. : Транспорт, 1980. – 423 с.
42. Конаков Г. А. Моделирование, расчет и анализ индикаторного процесса судового дизеля на ЭВМ / Г. А. Конаков, В. А. Грехов, Д. Н. Желудков – М. : В/О Мортехинформреклама, 1987. – 97 с.
43. 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.

44. Семенов В. С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей / В. С. Семенов – М. : Транспорт, 1977. – 182 с.
45. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов – Л. : Машиностроение, 1979. – 222 с.
46. Варбанец Р.А. Определение основных параметров рабочего процесса и результаты диагностики главных дизелей теплохода «Greifswald» / Р.А. Варбанец, П.Н. Беленький, В.А. Яровенко, А.И. Ваганов, Н.И. Александровская // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань. - 2015. – № 2.– С. 31–41
47. Ивановский В. Г. Развитие методов расчета топливоподачи, совершенствование топливной аппаратуры и рабочего процесса судовых дизелей : дисс. доктора. техн. наук : 05.08.05 / Ивановский Валерий Георгиевич. – ОГМА. – Одесса. – 1994. – с. 370.
48. Ляшков В. И. Теоретические основы теплотехники / В. И. Ляшков – М. : Машиностроение, 2005. – 260 с.
49. Варбанец Р. А. Система разделенного мониторинга рабочего процесса СДВС / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, Ю. Н. Кучеренко // Научно-практическая конференция НМТУ "СЭУ" : междунар. научн.-техн. конф., сентябрь 2003 г. : тезисы докл. – Николаев, 2003. – С.
50. Амахин В.А. Исследование достоверности определения эффективной мощности главных судовых ДВС различными методами / В.А. Амахин// Вестник МГТУ. Мурманск. - 2008. – том 11, №3. – С. 464–470.
51. Кринецкий И. И. Основы научных исследований. / И. И. Кринецкий – К. : Г.И.И.О. «Вища школа», 1981. – 132 с.

52. Microsoft Project [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.microsoft.com>
53. ConceptDraw Project [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.conceptdraw.com>
54. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Библиотека судового механика: [учебное пособие] / И. В. Возницкий – СПб. : Транспорт, 2003. – 138 с.
55. Lyn W. T. Einige probleme der Verbrennung in Dieselmotoren // MTZ, 27. – № 4. – 1966.
56. Кац С.М. Балансирные динамометры для измерения вращающего момента /С.М. Кац - М.: Госэнергоиздат, 1962. - 144с
57. Ивановский В. Г. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец // Вісник Одеського державного морського університету. – 2003. – № 1. – С. 131 – 134.
58. 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.
59. 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.
60. G-Type Engine Revolutionary Ultra-Long-Stroke [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.mandieselturbo.com
61. Installation Aspects of MAN B&W Main and Auxiliary Engines

[Электронный ресурс] . – Режим доступа : www.manbw.com

62. Варбанец Р.А. Влияние системы VIT на характер рабочего процесса малооборотных дизелей MAN серии MC / Р.А. Варбанец, Ю.Н.Кучеренко, А.И. Головань, Н.И. Александровская // *Авиационно-космическая техника и технология. Научно-технический журнал. Харьков, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»* - 2013. - №10(107). – С. 161–165.
63. Варбанец Р.А. Экспериментальная проверка системы VIT малооборотного дизеля MAN 6L80MCE / Р.А. Варбанец, Н.И. Александровская, А.И. Головань, Ю.Н. Кучеренко // *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. Астрахань.* - 2013. – № 2.– С. 85–92.
64. Варбанец Р.А. Спектральний аналіз у задачах діагностики систем турбонаддува суднових дизелів / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Л.В. Кошарская, Ю.Н. Кучеренко, В.И. Кырнац // *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. Научно-технический журнал. Донецк.* 2013. – №34. – С. 141–145
65. Рабочие процессы судовых дизелей / [И. В. Возницкий, С. В. Камкин, В. П. Шмелев, В. Ф. Осташенков]. – М. : Транспорт, 1979. – 206 с.
66. Васильев Б.В. Диагностирование технического состояния судовых дизелей / Б. В. Васильев и др. – М. : Транспорт, 1982. – 183 с.
67. Моек Е. Техническая диагностика судовых машин и механизмов / Моек Е., Штрикерт Х. – Л. : Судостроение, 1986. – 232 с.
68. Мозгалевский А. В. Системы диагностирования судового оборудования : [учеб. пособие.] / А. В. Мозгалевский, В. П. Калявин – Л. : Судостроение, 1987. – 224 с.

69. Нейман К. Двигатели внутреннего сгорания / Нейман К. – М. : ОНТИ, 1936. – 203 с.
70. Федышин В. И. Приоритетные направления развития мирового дизелестроения [Двигатели внутреннего сгорания : обзор ЦНИИТЭИ ТЯЖМАШ.] / В. И. Федышин – М., 1990. – Сер. 4. – Вып. 6. – С. 28 – 35.
71. Астахов Н. В. Закон подачи топлива, как фактор повышения надежности и ресурса быстроходного дизеля / Астахов Н. В.// Энергомашиностроение. – 1966. – № 8. – С. 23-27.
72. Lyn W. T. Einige probleme der Verbrennung in Dieselmotoren // MTZ, 27. – № 4. – 1966.
73. Hohenberg G. Berechnung des Grasseitigen warmenber-ganges in Dieselmotoren // MTZ, 1080. – 41. – № 7/8.
74. Eichelberg G. Some New Investigations in Old Combustions Engine Problem //Engineering. – 1936. – Oct., nov., des.
75. Zapf H. Beitrag Zar Unstersuchung des Wärmeüberganges Während des Ladungsweochels im Viertakt-Dieselemotoren // MTZ. – 1969. – № 12.
76. Бурьшкин Л. П. Техническая эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л. П. Бурьшкин – М. : Транспорт, 1970. – 112 с.
77. Возницкий И. В. Судовые дизельные установки / И. В. Возницкий, Е. Г. Михеев – М. : Транспорт, 1985. – 308 с.
78. 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.
79. Истомин П. А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания / П. А. Истомин – Л. : Судостроение, 1964. – 286 с.

80. Камкин С. В. Газообмен и наддув судовых дизелей / С. В. Камкин – Л. : Судостроение, 1972. – 200 с.
81. Овсянников М. К. Тепловая напряженность судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов – Л. : Судостроение, 1975. – 226 с.
82. Овсянников М. С. Судовые дизельные установки: справочник / М. С. Овсянников, В. А. Петров – Л. : Судостроение, 1986. – 422 с.
83. Самсонов В. Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. Я. Самсонов, Н. И. Худов, А. А. Мирющенко – М. : Транспорт, 1981. – 400 с.
84. 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
85. Варбанец Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации : дисс. доктора. техн. наук : 05.05.03 / Варбанец Роман Анатольевич. – ОГМА. – Одесса. – 2010. – с. 393.
86. Возницкий И. В. Предотвращение аварий судовых ДВС / И. В. Возницкий, Л. А. Иванов – М. : Транспорт, 1971. – 192 с.
87. 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.
88. 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.
89. Иванов В. Д. Эксплуатация судовых дизелей Зульцер / В. Д. Иванов, Ю. А. Швед – М. : Транспорт, 1975. – 96 с.

90. Карпов А. Н. Двигатели с турбонаддувом (эксплуатация) / А. Н. Карпов, И. Л. Лютов, В. С. Гаврилов – М. : Транспорт, 1971. – 280 с.
91. Карпов Л. Н. Надежность и качество судовых дизелей / Л. Н. Карпов – Л. : Судостроение, 1975. – 231 с.
92. Карпов Л. Н. Судовое дизелестроение фирм «Sulzer» / Л. Н. Карпов // Судостроение за рубежом. – 1979. – № 2. – С. 27-35.
93. Крылов Е. И. Надежность судовых дизелей / Е. И. Крылов – М. : Транспорт, 1978. – 160 с.
94. Крылов Е. И. Совершенствование технической эксплуатации судовых дизелей / Е. И. Крылов – М. : Транспорт, 1983. – 215 с.
95. 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.
96. 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.
97. 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.
98. Левин М. И. Состояние и перспективы технической диагностики дизелей / Левин М.И., Плоткин А.Г., Петров А.С. // Двигатели внутреннего сгорания. – М. : В/О Мортехинформреклама, 1981. – С. 31.

99. 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.
100. 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.
101. 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.
102. Овсянников М. К. Эксплуатационные качества судовых дизелей / М. К. Овсянников, В. А. Петухов – Л. : Судостроение, 1982. – 208 с.
103. 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.
104. 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.
105. 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.
106. Маренков Н. А. Обнаружение и устранение дефектов судовых дизелей / Н. А. Маренков – М. : Транспорт, 1975. – 224 с.
107. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.soberton.com/about/>
108. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей // Судоводство.-2004.-№6.-С.24-27.
109. 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.
110. 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.
111. Варбанец Р.А. Диагностика рабочего процесса судовых среднеоборотных дизелей программно-аппаратным комплексом D4.0H / Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. // Проблеми економіко-математичного моделювання морських транспортних технологій: міжнарод. науч.-тех. конф., 16 мая 2007 г.: тезисы докладов – Мариуполь., 2007. – С. 182-194.
112. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.kistler.ch>
113. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.optrand.com>
114. Нестеренко И.Ф. Специальные вопросы эксплуатации судовых дизелей. Учебное пособие/ СПГУВК, СПб., 2000. - 198с.

115. Брук М.А. Режимы работы судовых дизелей/ Брук М.А. , Рихтер А.А. - Л.: Судпромгиз, 1963.-482с.
116. Руководство по теплотехническому контролю серийных теплоходов/ Минречфлот, 3-е изд., перераб и доп. - М: Транспорт, 1986. - 207с
117. 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.
118. Ивановский В. Г. Исследование пусковых качеств и экономичности дизеля при установке гидрозаворных 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.
119. Конаков Г.А. Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах / Г.А. Конаков // "Судовая энергетика". Одесса ОГМА.- 1993 - №1. – С. 25 -26.
120. 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
121. ГОСТ 21792-89. Установки дизельные судовые. Приемка и методы испытания на судне.
122. Корчагин М.И. Измерение мощности судовых двигателей внутреннего сгорания / М.И. Корчагин - М.: Морской транспорт, 1956.- 146с.
123. 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.