А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ

ДОВОДКА КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

2 ТОМ

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

А.П. МАРЧЕНКО
М.К. РЯЗАНЦЕВ
А.Ф. ШЕХОВЦОВ

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ

ТОМ 2

ДОВОДКА КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

За редакцією
проф. А.П. Марченка, заслуженого діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова

Затверджено Міністерством освіти і науки України як підручник для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” за спеціальністю “Двигуни внутрішнього згоряння”

Видавничий центр НТУ “ХПІ”
2004

ББК 31.365
М64
УДК 621.432.3

Рецензенти: *С.А. Єрощенков*, д-р техн. наук, проф.,
Українська державна академія залізничного транспорту;
В.М. Зайончковський, д-р техн. наук, проф.,
Конструкторське бюро середньообертових двигунів
при ДП "Завод імені Малишева"

Автори: А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов

Гриф наданий Міністерством освіти і науки України,
лист № 1/11-4682 від 06.11.03

М64 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – с.

ISBN

У підручнику викладені принципи, етапи і методи доводки конструкцій форсованих двигунів. Пояснюються операції доводочних робіт за результатами випробувань та експлуатації двигунів на об'єктах військової техніки. Викладені діагностичні основи контролю та підвищення ефективності доводки двигунів. Обґрунтовані резерви підвищення технічного рівня двигунів за результатами їх доводки.

Підручник призначений для студентів спеціальності "Двигуни внутрішнього згоряння". Він може бути корисним викладачам, аспірантам, інженерам-розробникам перспективних ДВЗ.

Principles, stages and operational development methods of augmented engines designs are presented in the given text-book. Honing operations based on the engines exploitation and trials results on military machinery are explained. Control diagnostic bases and engines operational development efficiency increase are expounded. Increase reserves of engines technical level based on their operational development are substantiated.

The textbook is intended for the students of "Internal Combustion Engines" speciality students. It may be useful for instructors, post-graduates, development engineers of long-range internal combustion engines.

Іл. 165. Табл. 28. Бібліогр. 11 назв.

ББК 31.365

ISBN

© А.П. Марченко, М.К. Рязанцев,
А.Ф. Шеховцов, 2004 р.

ПЕРЕДМОВА

Технічний рівень створюваної нової моторної техніки залежить від застосовуваних конструктивних рішень, але врешті-решт визначається результатами тривалої, наближеної до умов реальної експлуатації об'єктів, доводки запропонованої конструкції двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Це підтверджується досвідом провідних фірм, у тому числі й українських, які все більше уваги приділяють плануванню, організації й проведенню доводочних випробувань перспективних двигунів для наземних транспортних машин (НТМ).

Замовники кадрів інженерів-двигунобудівників вимагають доповнити навчальний план зі спеціальності "Двигуни внутрішнього згоряння" новою дисципліною, в якій би системно вивчалася проблема доводки конструкцій ДВЗ, перш за все – наукові основи доводки, її операції, принципи їх прискорення й автоматизації. Вимагається особливу увагу приділяти доводці конструкцій об'єктових систем двигунів НТМ, їх діагностуванню, як засобу контролю та підвищення ефективності доводки нових ДВЗ.

Саме такі та інші важливі питання висвітлюються в другому томі серії підручників по ДВЗ "Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин". Цей підручник не має аналогів в освітянській практиці вищих навчальних закладів України та інших країн.

Підручник узагальнює величезний піввіковий досвід колективу головного конструкторського бюро по танкових двигунах (ХКБД), очолюваного заслуженим діячем науки і техніки, лауреатом державних премій України, проф. М.К. Рязанцевим.

У ньому проаналізовано методи організації доводки конструкції двигунів та підвищення іі ефективності.

Сформульовано принципи й наукові основи доводки конструкцій

форсованих двигунів НТМ. Детально розглянуті етапи такої доводки за видами випробувань: конструкторсько-доводочні стендові, попередні заводські, приймальні міжвідомчі, тривалі доводочні у складі партії об'єктів.

Розглянуто особливості доводки деталей та вузлів ДВЗ НТМ, в тому числі – прискорені доводочні випробування шатунів, паливних насосів, шарикопідшипників, шестірень, ресор, робочих коліс компресорів для наддуву, випускних колекторів та ін.

Особливу увагу приділено доводці конструкцій об'єктових систем ДВЗ НТМ, в тому числі на основі прискорених випробувань цих систем: охолодження (на кавітацію, корозійну стійкість), повітропостачання (ресурсні оцінки, на зносостійкість), випуску газів (робота в особливих умовах), змащування (доводка за фактором витрати масла), живлення паливом (альтернативним та ін.), пуску.

Окремий розділ присвячено діагностуванню як засобу контролю та підвищення ефективності доводки двигунів НТМ. Сформульовані діагностичні поняття, теоретична база діагностування, його кібернетичні й метрологічні заходи, моделі діагностування. Викладено комп'ютерні системи керування та шляхи поліпшення діагностування ДВЗ НТМ нового покоління. Наведено приклади діагностичних операцій при доводці двигунів НТМ (для оцінки об'єктової агрегатної потужності, рівномірності роботи циліндрів, загального стану циліндро-поршневої групи, віброакустичних характеристик, складу випускних газів, параметрів змащування й охолодження).

У кінці кожного розділу наведені контрольні запитання.

Використання даного підручника надає студентам всі можливості для якісного проектування й оцінки відповідності технічного рівня створюваних ДВЗ світовому рівню.

У написанні підручника брали участь: вступ – М.К. Рязанцев; глава 1 – М.К. Рязанцев; розділи 2.5.1. – 2.4 – М.К. Рязанцев; розділи 2.1, 2.2, 2.3, 2.5.2 – А.Ф. Шеховцов; глава 3 – М.К. Рязанцев; розділи 4.1, 4.2.3, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 – М.К. Рязанцев; розділи 4.2.1, 4.2.2 – А.П. Марченко; глава 5 – А.Ф. Шеховцов.

Автори вдячні шановним рецензентам рукопису підручника професорам В.М. Зайончковському та С.А. Єрощенкову за важливі рекомендації

щодо поліпшення його якості.

Автори глибоко вдячні за допомогу при підготовці підручника співробітникам Головного конструкторського бюро моторобудівної галузі України (ХКБД) та працівникам проблемної лабораторії кафедри ДВЗ НТУ “ХПІ”.

Особливу подяку автори висловлюють І.В. Риковій, Л.Т. Жиліній та І. Е. Усатій за велику роботу по комп’ютерному набору підручника.

Пропозиції та зауваження щодо підручника просимо направляти за адресою: 61002, м. Харків, вул.. Фрунзе, 21, НТУ “ХПІ”, кафедра двигунів внутрішнього згоряння, E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

ВСТУП

Створення та запуск у серійне виробництво двигунів НТМ військової техніки викликає величезні технічні та організаційні труднощі, оскільки необхідно підтверджувати тривалу працездатність (фізичну і параметричну надійність) двигуна в екстремальних умовах експлуатації, перш за все – кліматичних:

- у найширших діапазонах змін температур навколишнього середовища від +50 до –50 °С;
- при підвищенні запилювання повітря на декілька порядків;
- при підвищенні вологості навколишнього середовища до 100 %;
- на різних висотах над рівнем моря (до декількох кілометрів);
- при використанні різних палив – як легких (бензин) так і більш важких (реактивне паливо, дизельне паливо), аж до сирої нафти;
- при складних трасах руху НТМ і т. ін.

Найскладнішою ситуацією слід визнати таку, коли ці екстремальні фактори (або основна частина з них) діють одночасно.

Зрозуміло, що працювати надійно й ефективно в таких важких умовах здатні форсовані двигуни за умови, що вони задовольняють найвищим вимогам щодо їх технічного рівня.

Досвід свідчить, що на створення двигуна НТМ такого надвисокого технічного рівня потрібно до 6...7 років.

При цьому на розробку конструкторської документації необхідно 9...12 місяців (до 15 % від загальних витрат часу), на розробку технологічної документації та модельної оснастки – 9...12 місяців (до 15 % від загальних витрат часу), на виготовлення експериментального зразка – 6...9 місяців (10 % від загальних витрат часу). Тобто етап від розробки технічного

завдання до створення дослідного двигуна займає 2...2,5 роки, тобто 30... 35 % від загальних витрат часу.

Виходить, що 65...70 % часу, витраченого на створення двигуна НТМ, складає так звана *доводка* двигуна на стендах і об'єктах. Тут і далі під доводкою розуміємо *проведення комплексу конструкторсько-технологічних та експлуатаційних (регулювальних) заходів щодо усунення розбіжностей поміж вимогами до технічного рівня створюваних двигунів та реальними результатами їх тривалої експлуатації чи випробувань.*

Для доводки треба виготовити 50...60 двигунів. Їхнє напрацювання на стендах складатиме 12...15 тис. годин, а пробіг в об'єктах – 75...100 тис. км. Тільки такі обсяги доводочних робіт та позитивні результати подальших перевірок показників технічного рівня двигуна дозволятимуть рекомендувати новий двигун для широкомасштабного серійного виробництва.

Однак доводка конструкції двигуна на цьому не завершується. Навпаки, серійне виробництво і, особливо, експлуатація, вносять суттєві корективи в конструкцію двигуна у зв'язку з недоліками чи неузгодженнями його експлуатації за результатами доводочних рекламацій. Саме тому й виникає необхідність подальшої доводки двигуна, в тому числі повторних комплексних випробувань чи тривалої експлуатації дослідних зразків.

Із наведеної схеми створення двигуна НТМ випливає, що етап доводки, по-перше, вкрай необхідний, оскільки тільки його результати можуть сприйматися як остаточні. По-друге, процес доводки дуже трудомісткій та складний, потребує найтіснішого напруження й координації зусиль потужних колективів проектних, технологічних, науково-випробувальних, експлуатаційних служб підприємства–розробника нової моторної техніки НТМ.

Тому багато розробників танків віддають перевагу використанню двигунів інших країн. Наприклад, на танку "Леклерк" (Франція) застосовано двигун фірми "MTU" (Німеччина); на танку "Меркава" (Ізраїль) – двигун фірми "Контіненталь" (США) і т.д.

За останні 75 років як в Україні, так і в країнах СНД створено не так і багато типів поршневих двигунів для НТМ: чотиритактний двигун В-2 та його модифікації, а також двотактний двигун 5ТДФ і його модифікації.

Обмежена кількість створених типів двигунів НТМ пов'язана з причинами й труднощами, про які вище йшла мова.

При створенні двигунів НТМ використовують оригінальні й ефективні методи – як власне доводки їх конструкцій, так і прискорення доводочних робіт, що є дуже актуальним.

Такі питання в літературі, тим більш навчальній, ще не систематизовані. В цьому підручнику матеріал з проблеми доводки викладено на основі узагальнення багатого досвіду, що накопичений у Харківському конструкторському бюро по двигунобудуванню (ХКБД). Це досвід всього колективу конструкторів, дослідників, технологів, робітників, що зайняті розробкою й випуском двигунів НМТ вітчизняного виробництва.

Глава 1. ОРГАНІЗАЦІЯ РОЗРОБКИ НОВОЇ МОТОРНОЇ ТЕХНІКИ

Розробка нової техніки, в тому числі двигунів, виконується відповідно до стандартів.

Створювач нової техніки іменується “Розробником”, а споживач її – “Замовником”, яким може бути Міністерство оборони України, завод-виробник або, нарешті, розробник НТМ (КБ).

Згідно зі стандартами й традиціями розробка нової техніки потребує чіткої її організації.

1.1. Документальне забезпечення розробки ДВЗ

Основа для ведення робіт. Нею є сумісне рішення міністерств виробника та споживача, в якому затверджені мета розробки та терміни її реалізації по етапах розробки двигуна. Робота включається в річний план Міністерства виробника та призначається головний виконавець робіт.

Фінансування робіт. Фінансування розробки здійснюється або з бюджету, або з коштів “Замовника”. Після визначення джерела фінансування даній розробці надається шифр, відкривається картка розробки (роботи) й здійснюється її реєстрація в Українському інституті науково-технічної та економічної інформації (м. Київ); у картку заносяться співвиконавці робіт.

Договір. Після розробки вихідних документів головним виконавцем укладається договір із “Замовником”, до якого додається калькуляція орієнтовної вартості роботи, що виконуватиметься.

Види розробок. Такі роботи поділяються на науково-дослідні (НДР) та дослідно-конструкторські (ДКР), співвідношення між якими залежить від ступеня новизни розробки. Науково-дослідні роботи виконуються галузевими інститутами, закладами НАН України та Міносвіти і науки Украї-

ни, досвідно-конструкторські – заводськими конструкторськими бюро чи галузевими конструкторськими бюро, наприклад, ХКБД.

До початку ДКР визначаються:

- головне міністерство – виробник двигуна;
- співвиконавці;
- головний конструктор проекту розробки;
- головний технолог проекту розробки;
- порядок та терміни освоєння зразка в серійному виробництві.

Головний конструктор та головний технолог несуть персональну відповідальність за обґрунтування й виконання термінів створення зразка, повноту та достовірність опрацювання конструктивних і технологічних рішень, за якість конструкторської, технологічної, експлуатаційної документації.

Вихідні документи для виконання ДКР. Вихідним документом для виконання ДКР при розробці нового двигуна є технічне завдання, що розробляється “Замовником” і підлягає узгодженню з “Розробником”, який при необхідності формулює свої позиції у вигляді технічної документації.

У технічному завданні вказуються:

◑ основні вимоги до двигуна: розмірність, потужність, паливна та масляна економічність, тепловіддача в МТВ (моторно-транмісійне відділення), габарити, маса та інші показники технічного рівня нового ДВЗ;

◑ умови роботи двигуна в об’єкті, в тому числі – експериментальні: запилювання; крен; диференти; робота в гірських умовах; вимоги по багатопаливності; пусковим якостям; ударним збуренням; умовам транспортування, що допускаються, і максимально допустимим температурам охолоджувальної рідини й мастила і т. ін.;

◑ терміни основних етапів робіт, що виконуватимуться;

◑ вимоги по дотриманню режимних регламентів і т.д.

Технічне завдання на розробку нового двигуна повинно бути підтверджено документально за усіма пунктами; воно виступає основою для розробки технічних умов на поставку.

1.2. Етапи ДКР при створенні нової моторної техніки для НТМ

Реалізація технічного завдання починається з установлення видів розроблюваної конструкторської документації та термінів її виконання.

1.2.1. Технічна пропозиція

Технічна пропозиція розробляється у випадку, якщо це передбачено технічним завданням.

Технічну пропозицію складають:

- варіанти можливих виконань завдань, що викладені в технічному завданні, перш за все – конструктивних рішень та показників технічного рівня двигуна;
- порівняння варіантів, що пропонується розробником;
- перевірка варіантів на патентну чистоту та за показниками конкурентоспроможності;
- перевірка відповідностей запропонованих варіантів вимогам техніки безпеки;
- обґрунтування обраного варіанту та відповідності його подальшим стадіям розробки;
- оцінка технологічності двигуна в цілому та окремих його вузлів;
- аналіз тенденцій та перспектив розвитку двигуна, можливість створення ряду, використання його не тільки для НТМ, а й у народному господарстві;
- оцінка рівня уніфікації із раніше створеними та освоєними серійно двигунами.

Технічна пропозиція складається із пояснювальної записки та комплекту конструкторської документації.

Вказані документи розсилаються розробнику технічного завдання, головному міністерству, міністерству оборони та галузевим інститутам по напрямкам розробки нового двигуна.

Технічна пропозиція, після узгодження та затвердження в установленому порядку, є основою розробки ескізного та (або) технічного проекту.

1.2.2. Ескізний (технічний) проект

Ескізний проект відрізняється від технічного відсутністю в ньому даних експериментів на дослідному двигуні, результатів наукових досліджень та патентних розробок.

Звичайно, за узгодженням із “Замовником”, розробляється одразу технічний проект.

Технічний проект – це сукупність конструкторських документів, що містять остаточні конструкторські рішення по основних вузлах, їх взаємодії, ефективності використання в експлуатації, технічному обслуговуванню й ремонтах. До технічного проекту додаються: розрахунки, патентні дослідження й патентний формуляр, карта технічного рівня, оцінка рівнів надійності, стандартизації й уніфікації, інформація щодо паливо-мастильних матеріалів, які використовуються. Принципові технічні рішення підтверджуються експериментальними результатами, отриманими на одноциліндровій установці та при випробуваннях окремих вузлів; нетрадиційні конструктивні рішення обґрунтовуються висновками відповідних наукових досліджень.

Технічний проект складається з двох частин: розрахункової записки та креслень загальних видів двигуна, навісних видів; вузлових креслень. Об’єм технічного проекту регламентується стандартом.

Технічний проект розглядається на науково-технічній раді “Розробника” й розсилається згідно з порядком, що вказаний вище у р. 1.2.1. “Технічна пропозиція”.

Отримані зауваження по технічному проекту систематизуються та представляються на науково-технічну раду головного міністерства. Після захисту цього проекту на засіданні НТР та усунення отриманих зауважень “Розробник” розпочинає випуск конструкторської документації.

1.2.3. Розробка робочої конструкторської документації

Розробляється новий комплект робочої конструкторської документації, що містить у собі:

- комплект складальних та детальних креслень;
- набір текстових документів: програм та методик випробувань; технічного опису; інструкцій по експлуатації, технічних умов, паспорта двигуна.

Узгоджуються загальні види, габаритні та приєднуючі розміри зі “Споживачем”.

1.2.4. Підготовка дослідного виробництва

Для підготовки нового двигуна розробляється відповідна технологічна документація: на литі й ковані заготовки, ріжучий та вимірювальний інструменти, нестандартне обладнання, випробувальні стенди. На вказане оснащення виробництва витрачається 9...12 місяців.

Перші дослідні зразки виготовляються на універсальному обладнанні, тому вартість таких зразків у 8...10 разів перевищує вартість серійної продукції (двигунів НТМ).

Перші зразки складаються та випробуються за суворим авторським контролем (“Розробника”), що дозволяє уникнути випадкових помилок та суб’єктивних негараздів.

Дослідні зразки нового двигуна оснащуються датчиками та вимірювальним обладнанням з метою контролю стану деталей при першій обкатці.

1.3. Доводка конструкції двигуна

Як відзначалося вище, на доводку конструкції двигунів відводиться декілька років, що свідчить про увагу, яку приділятимуть розробники цій стадії створення двигунів.

Основними видами робіт по доводці є різноманітні випробування в стендових та об’єктових умовах.

Кожний вид таких випробувань супроводжується глибоким аналізом результатів по кожній із систем двигуна, по найважливіших вузлах та деталям дослідних партій двигунів, що створюються.

Такий аналіз дозволяє запропоновувати уточнення конструкторської документації нового двигуна та намічати додаткові випробування для оцінок ефективності означених пропозицій.

Процес доводки двигуна базується на комплексному підході, коли враховуються взаємозв’язки між системами двигуна при його тривалих випробуваннях, перш за все – експлуатаційних. Прикладом може бути нерозривний зв’язок між системами паливоподачі й повітропостачання, який обумовлює найважливішу характеристику робочого процесу в циліндрах

ДВЗ і т. ін.

Сказане відноситься і до зв'язків між агрегатами в складі самих систем двигуна, наприклад між характеристиками нагнітальних та відкачувальних масляних насосів і т.д.

Багато негараздів при доводці конструкцій ДВЗ пояснюються саме неузгодженістю таких взаємозв'язків, коли остаточні висновки за результатами доводки двигуна робляться вже після випробувань одного з вузлів, агрегатів, наприклад, масляної або паливної систем. Не можна оцінювати ефект за економічністю від форсування паливної апаратури без урахування впливу на витрати палива крім тиску палива ще багатьох факторів-характеристик розпилювачів, конфігурації КЗ чи впускних каналів і т. ін.

Сказане повинно бути передбачено при складанні програм доводки конструкції двигуна з подальшим їх узгодженням між "Розробником" і "Споживачем" та затвердженням головним конструктором і головним технологом розробки перспективного двигуна.

1.4. Державні випробування двигуна в складі об'єкта

Державні випробування об'єкта проводяться міжвідомчою комісією, що складається з представників "Розробника" і "Замовника", в об'ємі гарантійного пробігу об'єкта. Одночасно з пробіговими випробуваннями, виконуються спеціальні тести, які підтверджують вимоги технічного завдання. За результатами випробувань складається звіт з рекомендаціями щодо початку серійного виробництва.

1.5. Затвердження документації міжвідомчою комісією

На базі позитивних результатів міжвідомчих випробувань готується документація для затвердження міжвідомчою комісією. Документація подається по кожній конструкторській групі окремо. Комісія розглядає кожну з них та затверджує її на титульному листі. Після затвердження документації міжвідомчою комісією зміни до неї можуть бути внесені тільки після узгодження із "Замовником".

1.6. Прийняття об’єкта на озброєння

На основі проведених міжвідомчих випробувань і затвердженої міжвідомчою комісією документації готується постанова Кабінету Міністрів України щодо прийняття об’єкта на озброєння та організації серійного його виробництва.

1.7. Організація серійного виробництва нового двигуна

Організація такого серійного виробництва можлива у двох варіантах:

- перший – на нових виробничих площах, що вимагає значних матеріальних витрат;
- другий – виготовлення нового двигуна на базі існуючого виробництва.

За будь-яким варіантом освоєння двигуна в серійному виробництві спочатку виготовляється установочна партія.

1.7.1. Установочна партія

Установча партія виготовляється з метою перевірки стабільності технологій в умовах серійного виробництва. Разом із “Замовником” проводяться прискорені випробування об’єктів у різних кліматичних та інших зовнішніх умовах силами військових екіпажів. На даній стадії здійснюється вивчення об’єктів в армії, уточнюються інструкції по експлуатації й конструкторська документація.

На основі коригування конструкторської документації за даними випробувань установочної партії, а також оснащення технологічних процесів виготовлення двигуна, конструкторській документації надається літера “А”.

1.7.2. Контрольна партія

За уточненою конструкторською документацією з літерою “А” виготовляється головна (контрольна) партія двигунів, які проходять випробування на стендах та об’єктах. За результатами випробувань конструкторській документації надається літера “Б”. Документація з цією літерою придатна для широкомасштабного серійного виробництва.

1.7.3. Контрольні перевірки двигуна в процесі серійного виробництва

Хід серійного виробництва контролюється шляхом періодичних (гарантійних) випробувань двигуна на стенді та у складі об'єкта. Періодичність та обсяг випробувань обумовлюються конструкторською документацією.

Основний обсяг інформації щодо якості серійного двигуна надходить з експлуатації. Зауваження, яких виявлено в процесі експлуатації класифікуються як конструкторські, виробничі та експлуатаційні. Залежно від класифікації дефекту приймаються заходи по відповідному напрямку дефекту. При цьому повинні бути впроваджені конкретні заходи й на всіх раніш випущених двигунах. Матеріальну відповідальність за відновлення моторної техніки та її модернізацію несе винна сторона.

1.7.4. Подальше удосконалення двигуна

Запровадження заходів з метою подальшого удосконалення (модернізації) двигуна здійснюється тільки після перевірок їх на дослідних двигунах та узгодження як із "Замовником", так і "Виробником". Запровадження виконується, як правило, на установочній партії двигунів.

1.7.5. Покупні вироби

На двигуні застосовуються покупні вузли, що забезпечують його функціонування: стартер-генератор; датчик частоти обертання колінчастого валу, підкачуючий паливний насос і т.д. Їх застосовність на двигуні повинна бути узгоджена з головним розробником вузла. Відповідальність за якість та використання покупних вузлів несе "Розробник" двигуна.

1.7.6. Ремонтні заходи та документація

Набір інструменту та пристосувань повинний забезпечувати обслуговування двигуна в процесі експлуатації силами та засобами екіпажу. До запасного інструменту та пристосувань (ЗІП) повинні входити деталі і вузли, які підлягають заміні в період гарантованої експлуатації.

На основі аналізу результатів експлуатації, фактичного зношення деталей та їх стану визначається перелік деталей та вузлів, що підлягають ремонту. При цьому встановлюються показники браку (дефектні) для кож-

ної деталі, а також критерії й методи їх визначення.

На основі статистичних даних визначається перелік деталей, що придатні для повторного використання без ремонтів, та перелік деталей, що підлягатимуть ремонтам. На останню групу деталей розробляється конструкторська документація з вказівками щодо методу відновлення до обробки на ремонтний розмір.

Тривалість життєвого циклу двигуна визначається блоком за призначенням (функціональним). Поки блок підлягає ремонту, двигун зберігає порядковий номер і придатний для подальшої експлуатації.

Двигуни НТМ, як правило, підлягають 4...5 ремонтам. Вартість капітального відремонтованого двигуна складає 30...40 % вартості нового двигуна, а гарантійний строк роботи – 60...70 % гарантійного строку нового двигуна.

1.7.7. Документація на особливий період

Враховуючи нетривалий строк служби об'єктів у особливий період, розробляється спрощена конструкторська документація, в якій допускається заміна матеріалів, розширення поля допусків, відсутність спеціальних покрить, відміна зміцнюючих покрить і т.д. Вказана документація запроваджується у виробництво за спеціальним дозволом (вказівкою).

1.7.8. Передавання конструкторської документації на інші підприємства-виробники

З метою збільшення обсягів випуску продукції, зокрема в особливий період, виробництво двигунів може бути організовано і на інших підприємствах (заводах-дублерах).

З цією метою на вказані підприємства передають дублікати креслень, копії. При цьому, власником копій залишається головний "Розробник". На ньому лежить відповідальність за відповідність дублікатів оригіналам. Головний "Розробник" для підтвердження цієї відповідності проставляє штамп "Годиться на _____ рік". Для супроводження документації на заводах-дублерах організовують серійні конструкторські бюро. Їх повноваження визначає головний "Розробник".

Наведені вище обсяги робіт свідчать про величезну трудомісткість та складність створення нового двигуна НТМ. Така робота під силу тільки

потужним спеціалізованим колективам, що мають багаторічний досвід створення моторної техніки.

Контрольні запитання та завдання

1. Яким повинне бути документальне забезпечення розробки нового двигуна?
2. Які запроваджуються розробні роботи при створенні перспективного двигуна?
3. Який зміст має бути в технічного завдання на нову розробку?
4. Назвіть етапи ДКР при створенні нової моторної техніки.
5. Який зміст має бути в технічної пропозиції?
6. Що розуміється під повним комплектом конструкторської документації на новий двигун?
7. Що розуміється під доводкою конструкції створюваного двигуна?
8. Сформулюйте порядок відпрацювання конструкторської документації на новий двигун.
9. Охарактеризуйте основні етапи серійного виробництва.

Глава 2. ОСНОВИ ДОВОДКИ КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НТМ

Доводка спроектованих об'єктів техніки є складним процесом, який потребує системного аналізу.

Скористаємось таким підходом при викладанні основ доводки конструкцій перспективних двигунів.

2.1. Місце доводки конструкцій у розробці перспективних двигунів НТМ

Як відзначалося вище, процес доводки конструкцій займає важливе місце в забезпеченні належного технічного рівня перспективного двигуна.

По-перше, доводка завершує процес створення нової конструкції і тому її результати стають вирішальними.

По-друге, саме при доводці двигуна створюються всі можливості оцінювати надійність конструкцій не тільки двигуна в цілому, а і його систем, вузлів, деталей за єдиними об'єктивними експлуатаційними критеріями. Це пов'язано з тим, що для таких оцінок потрібні значні (представницькі) партії двигунів та тривалі експлуатаційні випробування; все це стає реальним лише на стадії доводки. З тих же причин тільки доводка конструкцій спроможна виявити показники параметричної надійності розробленого двигуна, що характеризують стабільність робочих параметрів його при тривалій експлуатації.

По-третє, на стадії доводки ще можна вносити зміни в конструкцію нового двигуна за результатами перевірок, але при серійному випуску таке унеможливлюється, і будь-яке недотримання вимог щодо технічного рівня продукції означатиме суттєву фізичну чи параметричну відмову, що ставить під сумнів нормальну подальшу тривалу експлуатацію двигуна. Тобто при доводці усунення будь-яких вад нового двигуна врешті-решт тільки

допомагають виявляти й реалізовувати резерви підвищення його технічного рівня, на основі експлуатаційних рекламацій на серійну продукцію (об'єкти), які можуть свідчити про неякісну розробку двигуна. При цьому усунення рекламаційних дефектів, якщо воно дозволятиметься, потребує значно більших витрат, ніж при розробці нової продукції, оскільки в значній мірі заходи щодо змінах конструкції серійних двигунів можуть бути пов'язані з можливими суттєвими змінами всього складного технологічного процесу виробництва.

Сказане дозволяє характеризувати процес доводки конструкцій як найважливішу стадію створення перспективних двигунів НТМ. Роль доводочних робіт значно зростає при форсуванні нових двигунів, ускладненні їх деталей, вузлів, систем.

2.2. Цілі доводки конструкції двигуна

Можна розглядати процес створення нового двигуна в скороченому варіанті, коли наголос робиться на прийнятті остаточних конструкторсько-технологічних рішень на стадії ДКР за результатами випробувань дослідних одноциліндрових зразків при виконанні технічного проекту та перевірок проектних рішень на розгорнутих двигунах в стендових умовах на подальших етапах ДКР.

Однак такий скорочений варіант може перетворитися в хронічно затягнутий процес виявлення та ліквідації численних експлуатаційних рекламацій на стадії серійного виробництва. Це пояснюється тим, що між стендовими та об'єктовими умовами роботи двигуна існує принципова різниця: по суті стендові умови лише моделюють об'єктові з можливими, і навіть значними, розбіжностями в роботі систем двигуна, характеристиках його динамічних навантажень, якості керування і т. ін. Тому при скороченому варіанті створення нового двигуна отримані конструктивні й технологічні рішення не можуть вважатися остаточними; вони навіть можуть стати причинами означених експлуатаційних рекламацій.

Можливо, що такий підхід поставить під сумнів саме створення нового двигуна, оскільки усунення конструкторсько-технологічних дефектів і специфіка серійного виробництва можуть стати несумісними, якщо виходити з критеріїв економічної доцільності, фізичної надійності та парамет-

ричної стабільності показників технічного рівня двигуна при тривалій його експлуатації.

Зрозуміло, що наведений підхід неприпустимий. Саме тому організацією створення перспективних двигунів, перевіреною багаторічним досвідом, і передбачені викладені вище численні етапи робіт, серед яких важливе місце займає процес доводки конструкції створюваного двигуна після завершення ДКР.

З урахуванням ролі та місця доводочних робіт в процесі розробки перспективного двигуна можна сформулювати цілі робіт по його доводці.

Головною з них є створення умов та забезпечення затверджених у технічному завданні показників технічного рівня нового двигуна до постановки його на серійне виробництво. Природно, що деякі конструктивні удосконалення можуть розроблятися та запроваджуватися і підчас серійного виробництва. Але такі поліпшення не можуть бути принциповими, тобто такими, що спроможні зламати весь технологічний процес виготовлення двигуна.

Окрім головної мети, доводка конструкції двигуна має на увазі й інші цілі.

Так, дуже важливо, аби результати доводочних робіт сприяли виявленню і обґрунтуванню резервів подальшого удосконалення створеного двигуна, встановленню граничних обмежень на цьому шляху. Мова може йти про підняття рівня форсування, паливної економічності, а також – зниження інтенсивності вібрацій, шуму, тепловіддачі та ін. Досягнення означеної мети вимагає додаткових робіт по обробці та глибокому аналізу всіх доводочних науково-технічних результатів (як позитивних так і негативних). Бажано, щоб матеріали такого аналізу були замовлені “Розробником” за узгодженнями із “Замовником” створеного двигуна.

Інша ціль – отримання за результатами доводки вичерпних даних для обґрунтування переваг чи недоліків нового вітчизняного двигуна в порівнянні з аналогічними прототипами провідних фірм світу. Реалізація таких робіт також має бути замовлена “Розробником” за узгодженням із “Замовником”. За такої умови можна, якщо потрібно, проводити і додаткові випробування, безпосередньо не пов’язані з усуненням дефектів, виявлених при доводці. В усякому разі треба використати величезний банк результа-

тів (експериментальних даних) доводочних робіт й для досягнення означеної мети.

Нарешті, важливо досягти і такої цілі, як виявлення та обґрунтування можливих коригувань технологічного процесу виготовлення нового двигуна. При доводці нового двигуна можуть виникати сумніви щодо доцільності тих чи інших технологічних операцій або формулюватися пропозиції по використанню більш ефективних технологічних процесів. Для досягнення означеної цілі треба ретельно систематизувати результати доводочних робіт за фактором технологічності, тобто приділяти увагу аналізу тих дефектів, на які впливають саме негаразди технологічного забезпечення. Природно, що до початку серійного виробництва запровадження необхідних змін технологій виготовлення деталей та вузлів створюваного двигуна значно вигідніше, ніж коригування усталеного технологічного процесу після початку серійного виробництва. Про це вище вже йшла мова.

2.3. Принципи доводочних робіт

Спочатку сформулюємо загальні принципи:

▲ невтручання під час доводки у визначальні конструктивні рішення нового двигуна; це вимагає переключення уваги на якість проведення технічного проектування, яке супроводжується тривалими випробуваннями дослідних зразків на експериментальних стендах; саме на цьому етапі розробки двигуна повинні відпрацьовуватися оптимальні конструктивні рішення для нового двигуна при мінімальній втраті часу;

▲ надання переваги випробуванням на об’єктах силами екіпажів з авторським супроводженням за участю представників “Розробника”; стендові умови доводки тільки моделюють експлуатаційні умови, тому стендові результати не можуть бути остаточними без об’єктових оцінок;

▲ необхідність забезпечення максимально можливої партії двигунів при експлуатаційних випробуваннях, особливо на надійність; це пов’язане з тим, що характеристики надійності не можна визначити без урахування імовірнісно-статистичного характеру інформації про надійність (безвідмовність, довговічність, ремонтоздатність).

Із цього випливають робочі принципи доводки:

1) приділення уваги доводці таких систем двигуна (при його роботі на об’єкті), які обумовлюють якість робочого процесу й через нього впли-

вають на основні показники технічного рівня: крутний момент та коефіцієнт пристосованості; агрегатну, літрову, габаритну потужність, частоту обертання колінчастого вала, тощо;

2) вивчення таких дефектів двигуна, що пов'язані з його експлуатаційними розрегулюваннями, прикладом яких може бути вихід із паспортних меж рівня тиску палива на початку чи в кінці паливоподачі в циліндрах двигуна, результатом чого стає закоксування форсунок;

3) приділення уваги доводці таких деталей, відмови яких пов'язані з їх надійністю внаслідок теплонапруженості, підвищення тертя, неякісних матеріалів, покрить і т. інш.; особлива увага повинна приділятися доведенню вузлів, що функціонують в умовах динамічних, утомних перевантажень.

Нарешті важливим робочим принципом доводки конструкцій двигунів є максимально можливе обладнання двигунів при об'єктових випробуваннях сучасними засобами діагностики, автоматизації вимірювань, високоточними датчиками і т. ін.

Підкреслимо, що виділення саме таких принципів дозволяє без погіршення якості доводки двигуна ще й суттєво скоротити тривалість стадії доводки. Це дуже актуально, оскільки термін доводки, як свідчить практика, вдвічі перевищує термін створення нового двигуна.

2.4. Етапи доводки конструкції двигуна

Процес доводки – найбільш тривала (трудомістка) стадія створення нового двигуна, оскільки треба відпрацювати конструктивні рішення не тільки щодо оптимізації робочого процесу, але й заходи по підтвердженню затверджених в технічному завданні показників надійності, а точніше, тривалої міцності деталей та вузлів, а також параметричної стабільності під час напрацювання двигуна на ресурс.

Вказані роботи виконуються в декілька етапів:

- підготовка робіт по доводці нового двигуна;
- компоновка двигуна в об'єкті (НТМ) та його попередні випробування;
- конструкторсько - доводочні стендові випробування;
- попередні (заводські) стендові та об'єктові випробування;
- приймальні (міжвідомчі) стендові випробування;

- тривалі доводочні випробування двигунів у складі партії об’єктів;
- обробка результатів (експериментальних даних) доводки та розробка рекомендацій щодо покращання конструкції двигуна або за напрямками його подальшої доводки;
- завершення операції доводки двигуна на об’єктах;
- приймальні об’єктові випробування нового двигуна;
- оформлення та затвердження остаточних результатів доводки нового двигуна згідно з наведеним вище порядком робіт по його розробці.

Зупинимося на основних етапах робіт по доводці конструкції двигуна.

2.4.1. Компоновка двигуна в наземних транспортних машинах

Робота двигуна в НТМ суттєво відрізняється від його роботи на стенді – як по монтажній схемі, умовам експлуатації й управління, так і по функціонуванню систем двигуна. Тому основні та завершальні етапи доведення нового двигуна слід проводити після його компоновки в НТМ.

а) Варіанти компоновок силових установок

Силова установка (двигун) разом з трансмісією та системами створює моторно-трансмісійне відділення (МТВ), яке розміщується в об’єкті за двома варіантами: в кормовій частині (вітчизняні та більшість зарубіжних об’єктів) або у передній зоні (об’єкт “Меркава” (Ізраїль) та бойові машини піхоти).

Основні переваги розміщення МТВ у кормі об’єкта:

- висока щільність компоновки;
- менша уразливість МТВ та ведучих коліс;
- сприятливе розташування передніх лобових броньованих листів.

До недоліків переднього розташування МТВ слід віднести ускладнену загальну компоновку об’єкту, труднощі обслуговування двигуна та його систем, несприятливе розміщення лобової броні.

Тому найбільше поширення у світовій практиці отримали МТВ із розміщенням двигуна в кормовій зоні.

МТВ виконується у вигляді ізольованого відсіку з обмеженим теплообміном із навколишнім середовищем. За цією причиною температура у відсіку підвищується до 120...130 °С підчас експлуатаційних випробувань

об'єкту з двигуном. Саме при такій температурі повинна бути забезпечена надійна та ефективна робота приладів, гумотехнічних, пластмасових виробів, датчиків, вимірювальної апаратури та електронної автоматики.

б) Особливості розміщення двигуна в МТВ

МТВ займає до 30% від внутрішнього об'єму об'єкту. Його габарити визначають площу, силует танка, кут нахилу гармати та впливають на загальну масу НТМ. Об'єм МТВ визначається схемою розташування двигуна.

Відрізняють МТВ із подовжнім та поперечним розташуванням двигуна. Схеми МТВ різних об'єктів показані на рис. 2.1.

МТВ об'єктів з поперечним розташуванням двигуна мають менші об'єми у порівнянні з подовженим. Останнє розташування полегшує створення силового блоку, але збільшує його габарити, що ілюструється таблицею 2.1.

МТВ об'єктів Т34 та Т54 відрізняються розташуванням двигунів. При цьому в об'єкті Т54 з поперечним розташуванням двигуна в меншому об'ємі МТВ вдалося розташувати двигун більшої потужності. Це міркування ілюструється на прикладі танка типу "Леопард": поперечне розташування двигуна дозволило зменшити об'єм МТВ з 7,3 до 4,5 м^3 (тобто на 62%), а довжину танка – на 1000 мм.

МТВ об'єктів вітчизняного виробництва та країн СНД мають більшу щільність компоновки та більш високу об'ємну потужність. Найбільш високу об'ємну потужність серед сучасних об'єктів має об'єкт Т84 із двигуном 6ТД-2 потужністю 882 кВт.

Із показаних на рис. 2.1 схем МТВ різних об'єктів випливає, що найбільш раціональна компоновка МТВ об'єкта Т64, тому, що передача потужності КЗП здійснюється без проміжних ланцюгів, що обумовлює мінімальні втрати. Саме ця обставина забезпечує найбільшу об'ємну потужність МТВ даних об'єктів.

Розгляд цих схем свідчить, що передача потужності на ведучі колеса здійснюється через конічні й циліндричні редуктори, які мають зазори по зубцям шестірень, податливості у вигляді опор і т.д. Внаслідок цього, умови роботи двигуна суттєво відрізняються від стендових умов та потребують хоч би відокремлення від крутильних коливань з урахуванням реальних податливостей.

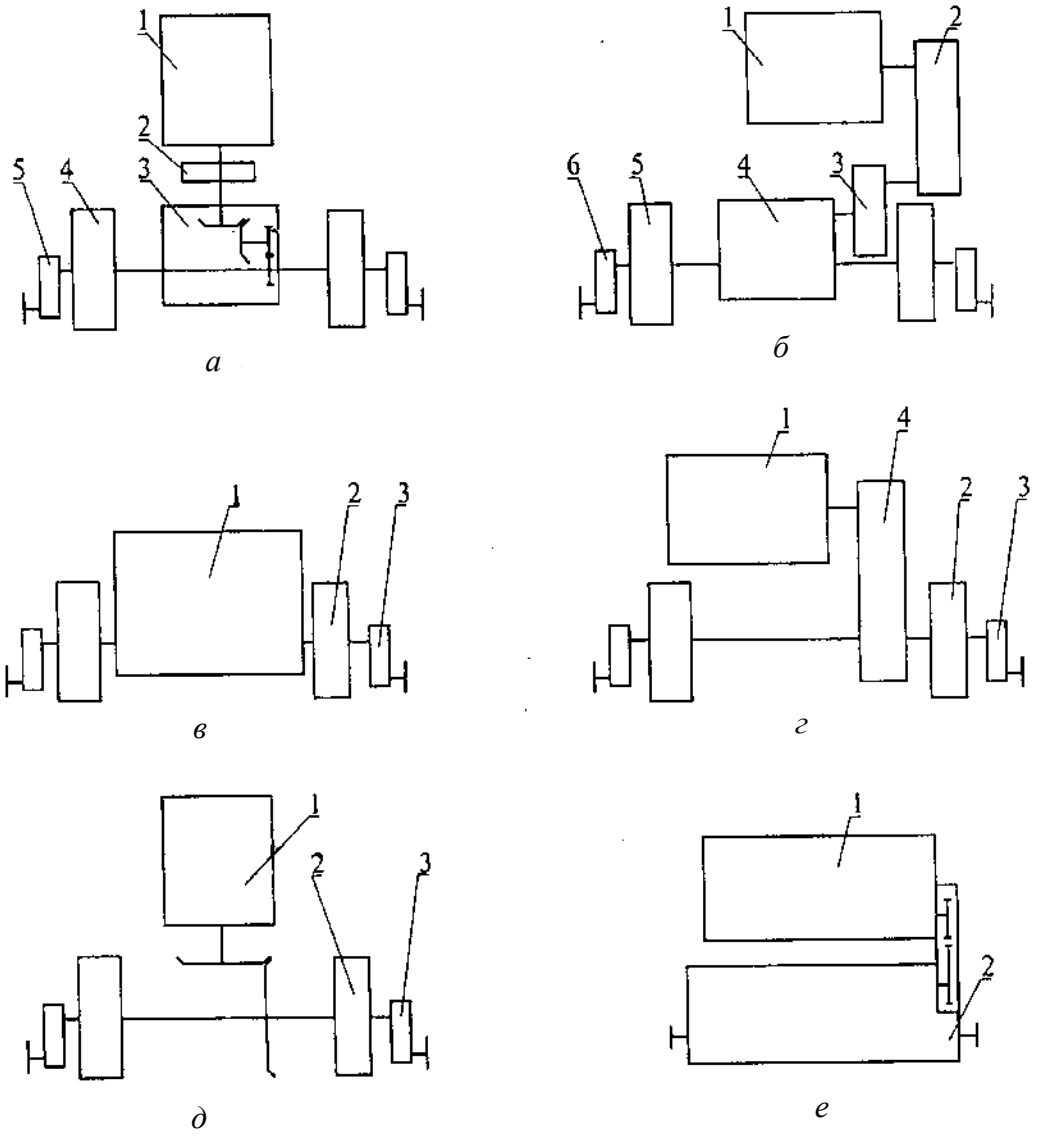


Рисунок 2.1 – Схеми МТВ різних об'єктів:

а – об'єкт Т34: 1– двигун; 2 – головний фрикціон; 3 – КЗП (коробка зміни передач); 4 – бортовий фрикціон із гальмом; 5 – бортовий редуктор;

б – об'єкт Т54: 1 – двигун; 2 – проміжний редуктор (гітара); 3 – головний фрикціон; 4 – КЗП; 5 – механізм повороту; 6 – бортовий редуктор;

в – об'єкт Т64: 1 – двигун; 2 – КЗП; 3 – бортовий редуктор;

г – об'єкт Т72: 1 – двигун; 2 – КЗП; 3 – бортовий редуктор; 4 – проміжний редуктор (гітара);

д – об'єкт Т80: 1 – двигун; 2 – КЗП; 3 – бортовий редуктор;

е – об'єкт "Леопард 2К": 1 – двигун; 2 – повнопоточна гідромеханічна передача.

Таблиця 2.1 – Характеристики МТВ об’єктів

Показник	Об’єкт									
	Т34	Т54	Т64	Т72	Т84	Лео-пард 2К	Лео-пард 1	Чиф-тен	АМХ-30	М1
Марка двигуна	В-2	В-55	5ТДФ	В-84	6ТД-2	МВ878	МВ883	С12V 1200	HS-110	ГТД AGT1 500
Потужність, кВт	368	426	515	617	882	1103	1103	802	529	1103
Розташування двигуна	По-довж	По-пер	По-пер	По-пер	По-пер	По-пер	По-довж	По-довж	По-довж	По-довж
Об’єм МТВ із паливом, $м^3$	3,7	3,4	2,6	3,1	3,1	4,5	7,3	6,0	4,5	6,8
Об’ємна потужність МТВ, $кВт/м^3$	99	125	193	199	285	245	151	147	118	162

в) Монтаж двигуна в об’єкті.

Двигун в об’єкті повинен бути встановлений таким чином, щоб усунути вплив згинальних моментів, які виникають через несоосності колінчастого вала й вала проміжного редуктора або КЗП. З цією метою здійснюють якісну й контрольовану центрівку означених валів.

В об’єкті Т72 двигун установлюється на рамі, що приварена до днища корпуса, з допомогою восьми лап. Під лапи встановлюються прокладки різної товщини, якими вісь колінчастого вала центрується з ведучим валом гітари. Процес центрування дуже трудомісткий та займає тривалий (до 4 годин) час, оскільки аналогічному центруванню підлягає і гітара відносно до осі колінчастого вала й ведучого вала КЗП.

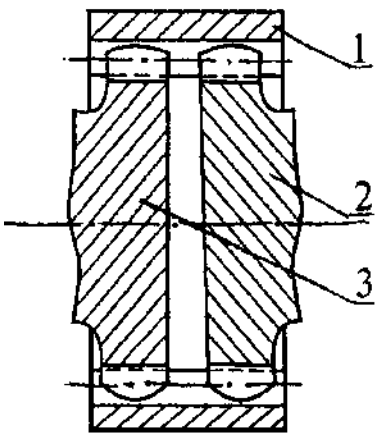


Рисунок 2.2 – Схема передачі крутного моменту

Остаточна несоосність валів компенсується зубчастою муфтою 1 (рис. 2.2), що поєднує колінчастий вал та вал шестірень. При цьому, зовнішні поверхні шестірень 2 та 3 виконані сферичними з метою зменшення навантажень валів.

Враховуючи велику трудомісткість центрівки двигуна в об’єкті Т72, прийнята нова схема установки двигуна 5ТДФ на об’єкті Т64.

Двигун установлюється на трьох опорах (рис. 2.3, поз. 1, 2), із яких дві розташовані на випускному картері сосно осі випускного колінчастого вала, а третя – на впускному картері (рис. 2.3, поз. 3).

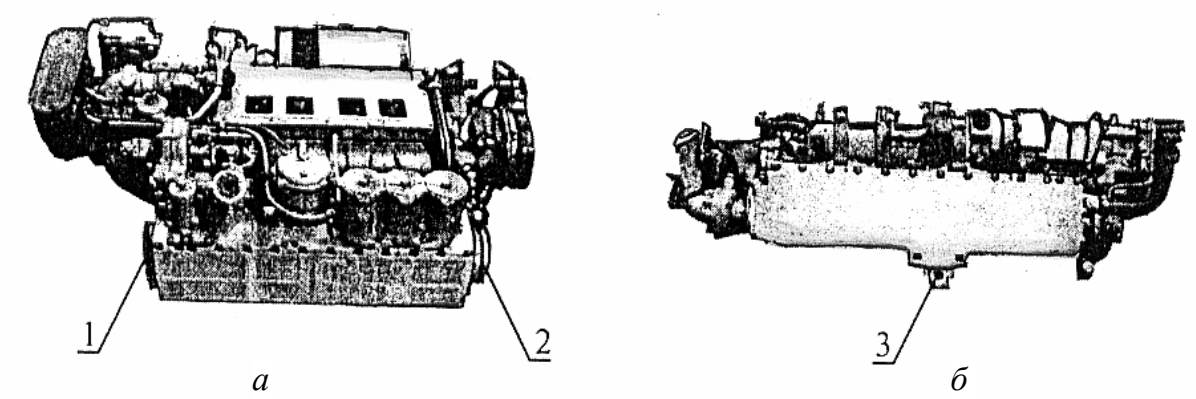


Рисунок 2.3 – Розташування опор на двигуні 5ТДФ:
а – вид зверху; *б* – вид з боку впускного картера;
1, 2 – опорні бугелі; 3 – третя шарнірна опора

Двигун та КЗП установлюються в сумісних розточках, що виконано в опорах, приварених до днища.

Третя опора виконана у вигляді шарніра, що має рухливість у двох плоскостях (рис. 2.4).

Така схема дозволяє установлювати двигун в об’єкт без центрівки з КЗП, що скорочує у чотири рази термін його монтажу у МТВ, який займає не більше однієї години.

г) Заходи щодо забезпечення вільного теплового розширення двигуна у МТВ

Двигун у процесі роботи прогрівається та розширюється. Наприклад, при прогріві блока циліндрів двигуна 5ТДФ із алюмінієвого сплаву до 120 °С його довжина (по осі колінвала) збільшується на 2 мм.

Тому треба передбачити можливість вільного розширення (термічного переміщення) двигуна з метою усунення напруг і деформацій у блоці. Для цього один бік блоку закріплюють жорстко за допомогою кільця (рис. 2.4, поз. 10), а інший має можливість вільно переміщуватись по опорному бугелю.

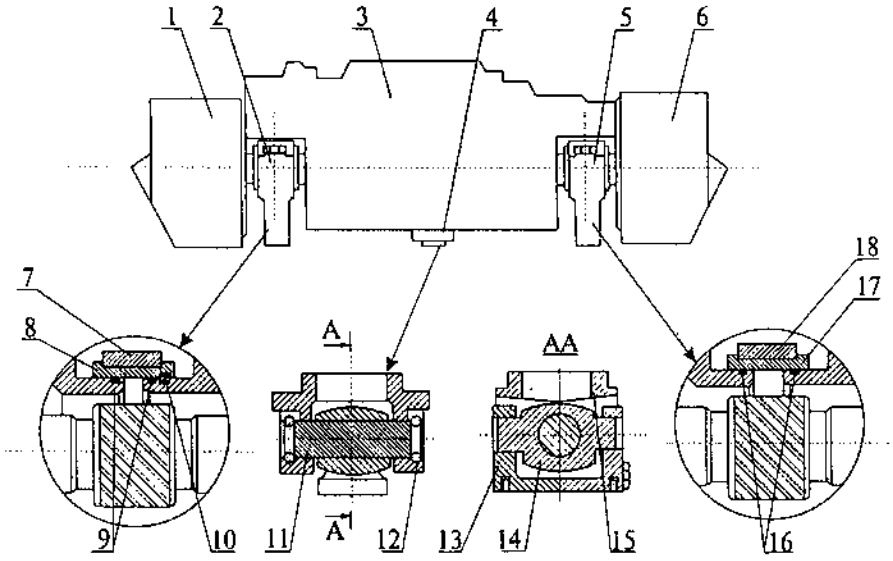


Рисунок 2.4 – Установка двигуна в об'єкті:

1, 6 – КЗП; 2, 5 – опорні бугелі; 3 – двигун; 4 – третя опора; 7, 18 – кришки бугелів; 8; 17 – вкладиш; 9; 16 – ущільнюючі кільця; 10 – стопорне полукільце; 11– палець; 12 – стопорне кільце; 13 – проушина; 14 – траверса; 15 – кронштейн

Аналогічні заходи повинні виконуватися для найбільш нагрітих деталей випускного тракту. З цією метою на об'єктах типу Т64 турбіна має можливість вільно переміщуватися відносно газоходу (рис. 2.5).

Обойма турбіни 5 центрується відносно обойми компенсатора 7, що виключає механічні діяння останнього на турбіну. Для цього зазор "а" виставляється рівномірно по колу. Ущільнення обойми компенсатора й обойми турбіни здійснюється розрізними кільцями 6, які виконані із жаростійкої сталі.

Для зниження температури кілець та для додаткового ущільнення в порожнину між кільцями 4 від компресора двигуна підводиться повітря.

Іноді як компенсатор температурних розширень двигунів використовують сильфони, наприклад, поміж турбіною та газоходом і т. інш.

д) Поєднання елементів двигуна і систем об'єкта

Двигун, деталі та вузли його систем кріпляться в МТВ незалежно один від одного.

Тому їх поєднувальний зв'язок повинен здійснюватися еластичними елементами, що виключають взаємні деформації. Прикладом такого поєд-

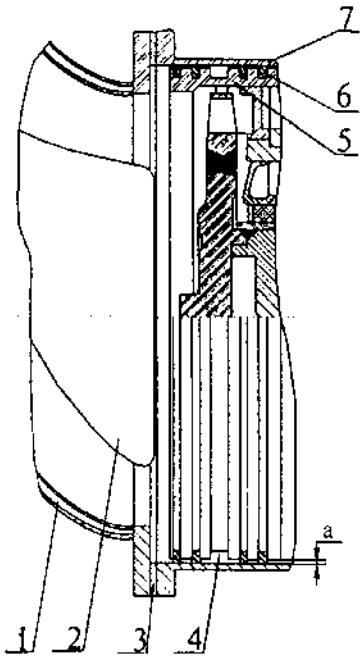


Рисунок 2.5 – Випускна система двигуна 5ТДФ:
1 – труба газоходу; 2 – обтікувач; 3 – ущільнююча прокладка; 4 – порожнина охолодження; 5 – обойма турбіни; 6 – ущільнюючі кільця; 7 – обойма компенсатора об'єктова

нання може бути стик між повітроочищувачем та вхідником компресора (рис.2.6), які пов'язані між собою за допомогою резинової манжети 7. Манжети приклеєні до патрубків компресора спеціальним герметиком, який забезпечує герметичність поєднання, що виключає підсасування пилу у МТВ.

Системи охолодження та змащення з відповідними об'єктовими системами пов'язані податливими гофрированими патрубками.

Таким чином, двигун та системи, які його обслуговують, повинні бути спроектовані та змонтовані так, щоб виключити взаємні теплові та механічні діяння.

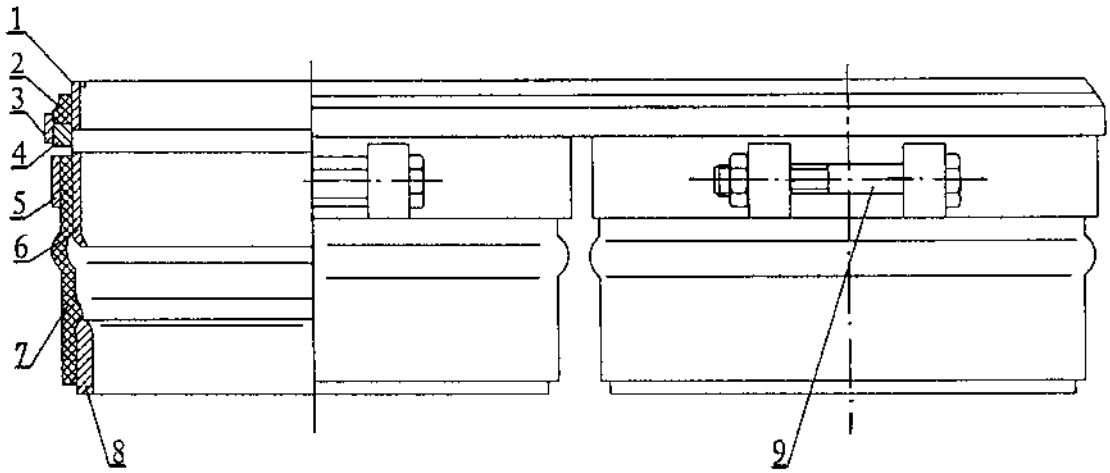


Рисунок 2.6 – Поєднання компресора та повітроочищувача:
1 – обичайка; 2 – прокладка; 3 – кільце; 4 – фланець; 5 – хомут; 6 – патрубок; 7 – манжета; 8 – вхідний патрубок компресора; 9 – стягувальний болт

2.4.2. Конструкторсько-доводочні стендові випробування

Роботи виконуються “Розробником”, як вже відзначалося, для підтвердження затверджених технічним завданням на розробку нового двигуна параметрів технічного рівня та характеристик надійності.

Вони виконуються одночасно на лабораторних та дослідно-випробувальних стендах з одноциліндровими установками чи з розгорнутими двигунами.

На цьому етапі знайомляться з особливостями процесів у двигунах та зв’язками між означеними процесами й особливостями конструкції деталей, вузлів, систем нового двигуна.

Конструкторсько-доводочні роботи завершуються тривалими стендовими випробуваннями та уточненнями конструкторської документації.

Одночасно ведуться роботи по компоновці двигуна в НТМ та попередні об’єктові (ознайомчі) випробування.

Бажано саме на стендах відпрацьовувати більшість показників технічного рівня, які залежать від якості робочого процесу, тобто потужність, економічні, екологічні характеристики і т. ін.

Щодо характеристик надійності, важливо отримати показники умов функціонування деталей, вузлів, систем двигуна, перш за все, – рівні тиску, температур, масових витрат охолоджуючих чи мастильних рідин. Доречно отримати дані щодо темплонапруженого й тепломеханічного стану деталей, вузлів, зазорів, деформацій і т.д. У подальшому така інформація стане в нагоді при аналізі результатів об’єктових тривалих випробувань, щоб обґрунтовано виробити остаточні конструкторсько-технологічні й експлуатаційні рекомендації по усуненню конструктивних негараздів за результатами доведення нового двигуна, в тому числі по забезпеченню заданих ресурсу, безвідмовності, стабільності робочого процесу двигуна при тривалій його експлуатації на НТМ.

2.4.3. Попередні (заводські) випробування

Попередні (заводські) випробування проводяться для підтвердження показників технічного рівня нового двигуна за участю “Виробника” на стендах й об’єктах після усунення зауважень за результатами конструкторсько-доводочних випробувань.

Випробування ведуться комісією, яка призначається вищою організацією в обсязі гарантійного напрацювання.

За результатами попередніх стендових випробувань конструкторська документація отримує літеру “О”, а двигун рекомендується до приймальних випробувань.

2.4.4. Приймальні (міжвідомчі) випробування

Метою міжвідомчих випробувань є офіційне підтвердження заданих технічним завданням параметрів двигуна, в тому числі рівня надійності.

Випробування веде комісія з представників “Замовника” та “Розробника”. Голова комісії – обов’язково представник “Замовника”.

Двигун, стенд, засоби вимірювання, паливно-мастильні матеріали надаються “Розробником” голові комісії разом із повідомленням щодо відповідності наданого вимогам технічного завдання забезпечення вимог метрології та відповідних стандартів.

Випробування ведуться в обсязі гарантійного напрацювання.

Двигун вважається таким, що витримав випробування, якщо у їх процесі не було замін деталей чи вузлів, знімання двигуна зі стенда, а зміни параметрів, що перевіряються в процесі випробувань, не перевищують значень, обумовлених технічними умовами.

За результатами випробувань складається акт, який є основою для закриття етапу дослідно-конструкторських робіт, а конструкторській документації надається літера “$О_1$”.

2.4.5. Тривалі доводочні випробування партії двигунів у складі партії об’єктів

Як вже підкреслювалося, створення нового двигуна не завершується навіть тривалими робочими стендовими випробуваннями чи проведенням попередніх приймальних стендових випробувань.

Має відбутися дуже тривала та важка робота по доводці двигуна разом із системами за результатами об’єктових випробувань партії двигунів.

По-перше, це пов’язане з такою програмою експлуатаційних випробувань, яку неможливо виконати на стендах.

По-друге, на цьому етапі виникає, як свідчить досвід, багато непередбачених випадків, таких як захаращення вхідника повітроочищувача

стернею або обмерзання його в умовах вологого клімату, втрати охолоджуючої рідини при різкій зупинці двигуна.

Зупинимося на цих питаннях.

При проведенні тривалих доводочних об'єктових випробувань партії двигунів повинна бути підтверджена їх фізична надійність (безвідмовність, ресурс) та параметрична надійність (стабільність показників процесів у двигунах при тривалій експлуатації), включаючи характеристики систем, що забезпечують роботу двигунів в екстремальних умовах:

- підвищених температур навколишнього середовища до +50 °С;
- низьких температур цього середовища до – 50 °С;
- роботи на важких та легких видах палива – від сирої нафти до реактивного палива (керосину) чи бензину;
- високогір'я до 3000 м;
- перезапилювання (на декілька порядків) повітря;
- граничних крену й диференту до 35°;
- подолання підйомів до 30°;
- руху по дорогах загального використання та бездоріжжю;
- підвищених ударних навантажень (до 20 g);
- транспортування у відкритому вигляді на висоті до 10 км;
- руху окремої машини та в колонах;
- тривалої роботи на зупинках при холостих частотах обертання.

Крім того, треба відпрацювати заходи щодо зберігання двигуна протягом 10 років в різних кліматичних зонах – від помірної до тропічної.

Гарантійний пробіг в означених умовах для об'єкта повинен бути не менш 6000 км. На підтвердження тривалої працездатності двигуна в об'єктах звичайно вимагається 3,5...4 роки. Пробіг об'єктів із експериментальними двигунами складає 75...100 тис. км.

Тривалість цих об'єктових випробувань, крім іншого, пов'язана і з тим, що підтвердження показників двигуна, заданих технічним завданням, не відбувається, як то кажуть, з першого разу. Частіше запроваджуються неодноразові випробування по поступовому наближенню до заданих рівнів показників.

Крім того, повинні бути виконані спеціальні доводочні об'єктові та стендові випробування по перевірці пускових якостей двигуна при низьких

(менше 20...25 °С) температурах навколишнього середовища, визначені величини втрат потужності при підвищенні температури навколишнього середовища, перевірена надійність двигуна при його перегрівах через збільшення опору на впуску та випуску, визначені шумові й екологічні характеристики, періодичність видів технічного обслуговування.

Двигуни для наземних транспортних машин за своїм використанням відрізняються від двигунів народно-господарського призначення.

По-перше, якщо останні виготовляються для конкретної кліматичної зони (тропічна, арктична), то згідно з технічним завданням двигуни НТМ повинні поєднувати в собі одночасно названі якості, оскільки умови, місце експлуатації частіше за все не обумовлені.

Другою відміною двигуна НТМ є робота його в умовах обмеженого об'єму МТВ, коли температура повітря в ньому сягає 130 °С, що, крім іншого, утруднює й теплообмін його з навколишнім середовищем.

Особливістю об'єктових умов для двигуна є те, що він установлюється в МТВ на жорстких опорах і тому вібрації корпусу НТМ сприймаються двигуном, що вимагає прийняття спеціальних заходів щодо усунення руйнування трубопроводів, перш за все паливних, рухомих з'єднань і т. ін.

З метою виключення впливу резонансних крутильних коливань на міцність колінчастого вала форсованого двигуна необхідно ретельно доводити й вживати вичерпні заходи, аби згасити такі коливання. Для цього треба виконати розрахунок крутильних коливань сумісно із КЗП при різних передаточних відношеннях з урахуванням реальних піддатливостей об'єктової схеми елементів "колінвал+КЗП".

Тривалі об'єктові випробування та обробка їх результатів завершують доведення конструкції нового двигуна, його розробку. Після приймальних об'єктових випробувань та затвердження їх результатів оформляється рішення відповідних державних та галузевих органів про серійне виробництво розробленого двигуна.

2.5. Методи випробувань двигунів при доводці їх конструкції

Головним заходом проведення доводочних робіт є випробування двигунів, їх систем, вузлів, агрегатів, деталей.

Проведення розрахункових досліджень на стадії доводки конструкції нового двигуна носить допоміжний характер, бо націлене не на прогнозування його технічного рівня, наприклад при форсуванні, а на обґрунтування уточнень конструктивних рішень за результатами доводки. Тому методи проведення теоретично-розрахункових робіт окремо не розглядаються, а обумовлюються відомими підходами відповідно до специфіки впливових факторів.

Методи доводочних випробувань треба максимально наблизити до методик стандартних випробувань моторної техніки – наприклад, на підтвердження відповідності серійної продукції вимогам нормативно-технічної документації заводу-виробника, або для приймальних перевірок на різних стадіях розробки нового двигуна (міжвідомчих випробувань) і т. ін. Це забезпечуватиме ідентичність підходів при оцінках двигунів як на етапах доводки конструкції нового двигуна, так і на етапах контрольно-приймальних перевірок його якості.

Тому в основу методів випробувань при доводці нового двигуна кладуться принципи стандартних методик стендових чи об’єктових випробувань серійної техніки з необхідними уточненнями, що можуть викликатися специфікою вимог до якості доводки, особливо щодо тривалої міцності деталей, стабільності показників двигуна при тривалій експлуатації і т. ін.

2.5.1. Стендові випробування

Двигун повинен функціонувати відповідно до свого призначення, тобто використовуватися в автомобілях, тракторах, комбайнах, на залізничному і морському транспорті, стаціонарних об’єктах і, нарешті, в наземних транспортних машинах військового призначення.

Умови роботи двигунів у названих та інших силових установках принципово відрізняються.

Однак методи стендових випробувань і дуже різних двигунів не мають принципових відмін, що пояснюється ідентичністю процесів у них та труднощами моделювання реальних умов експлуатації.

В більшості двигуни в стендових умовах випробовуються на стаціонарних режимах. При цьому перевіряються режимні показники технічного рівня, в першу чергу – потужність, економічність, токсичність і т. ін.

На відміну від цього доводка має і суттєву специфіку, яка пояснюється обов'язковими вимогами отримувати на стендах оцінки надійності нових двигунів при тривалій експлуатації.

Методики стендових випробувань та їх тривалість регламентується галузевими стандартами або технічною документацією "Розробника" (при доведенні нового двигуна).

Ознайомлення студентів з методиками найрізноманітних стендових випробувань двигунів різного призначення сприятиме виробленню в них узагальнюючого підходу до вибору методів та методик стендових випробувань при доводці конструкцій нового двигуна.

а) Періодичні випробування двигунів мотоциклів, мопедів, мотороллерів, мотовелосипедів

Випробуванням на надійність підлягають двигуни, що пройшли обкатку, та укомплектовані згідно з техдокументацією. Час обкатки повинен включатися у загальний термін випробувань на надійність.

Випробування на надійність повинні складатися із етапів, що повторюються на одному із режимів А чи Б (рис. 2.7).

Тривалість випробувань на надійність залежить від літражу (робочого об'єму) та призначення двигуна; вона показана в табл.. 2.2.

Умови випробувань на режимах А, Б відрізняються тривалістю роботи при 100% навантаження, тому загальна тривалість випробувань на режимі Б скорочена на 25%.

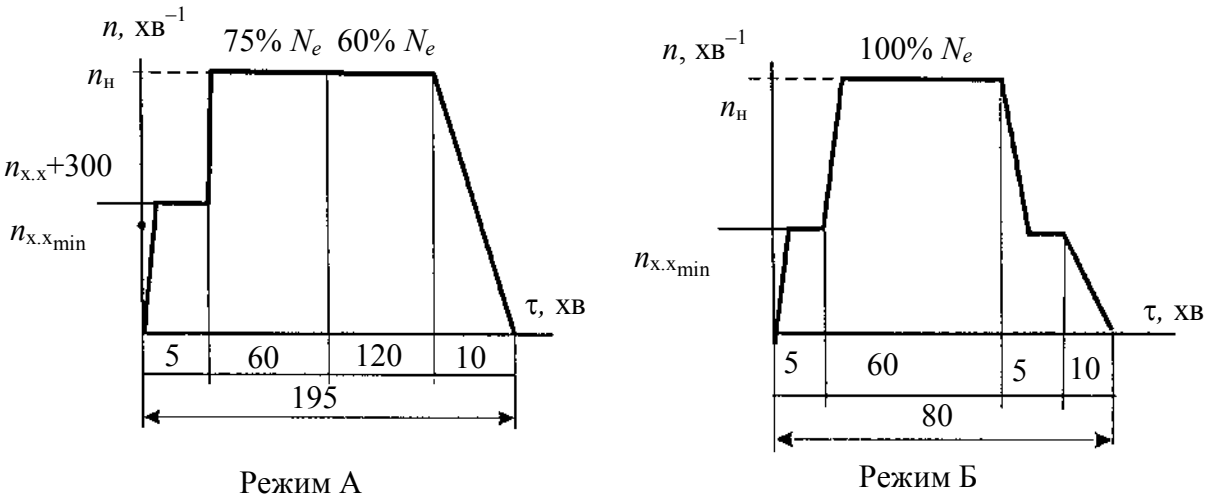


Рисунок 2.7 – Режими стендових випробувань мотоциклів

Таблиця 2.2 – Тривалість випробувань двигуна мотоцикла

Види транспортних засобів	Робочий об'єм двигуна, см^3	Тривалість випробувань, год	
		Режим А	Режим Б
Мотовелосипеди	до 50	-	150
Мопеди	до 50	-	150
Мікромотоцикли	до 50	200	150
Моторолери	до 250	200	150
Легкі мотоцикли	до 125	200	150
	до 175	220	170
	до 250	250	190
Середні мотоцикли:			
без коляски	до 350	300	230
з коляскою	до 350	200	150
з коляскою	до 500	220	170
Важкі мотоцикли з коляскою	понад 500	250	190

б) Тривалі випробування на безвідмовність автомобільних двигунів

Випробування на безвідмовність повинні проводитися циклами, що складаються з режимів холостого ходу, повного навантаження та зупинки двигуна (рис.2.8).

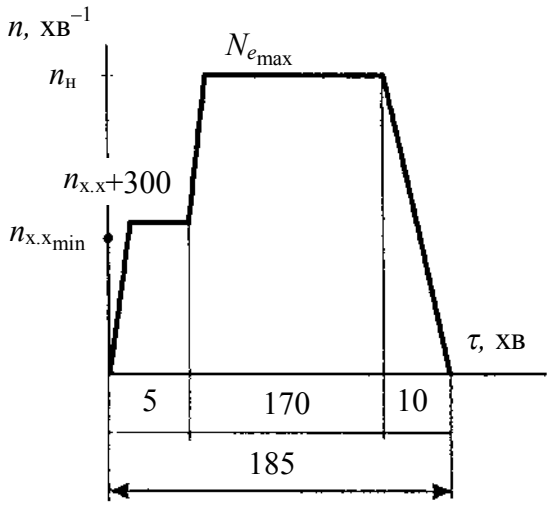


Рисунок 2.8 – Режими випробувань на безвідмовність автомобільних двигунів

При випробуваннях двигунів час пусків, прогрівів і зупинок не входить у заліковий термін.

Загальна тривалість випробувань двигуна визначається його призначенням (класом автомобіля), літражем і показана в табл. 2.3.

Двигун вважається таким, що не витримав випробувань за умов:

- наявності відмов, що потребують часткового розбирання двигуна;
- зниження потужності більш ніж на 5%;

- збільшення витрати масла поза межі, що визначені технічними умовами;
- зниження тиску масла нижче значень за технічними умовами.

Таблиця 2.3 – Тривалість випробувань автомобільних двигунів на безвідмовність

Призначення	Тип двигуна	Робочій об'єм, л	Тривалість випробувань, год
Легкові автомобілі	Бензинові двигуни з іскровим запалюванням	до 1,0	250
		1,0...2,5	300
		більше 2,5	350
Вантажні автомобілі		до 2,5	350
		2,5...7,0	400
		більше 7,0	450
Автомобілі	Дизелі	більше 3,0	400
		3,0...7,0	600
		більше 7,0	1000

Наведені вище режими випробувань автомобільних двигунів свідчать, що випробування ведуться в стаціонарних умовах за зовнішньою характеристикою. В даному випадку забезпечується максимальне теплове і механічне навантаження деталей кривошипно-шатунного механізму, але зовсім відсутні навантаження, які викликають термічні і механічні утомні руйнування, що найчастіше зустрічаються в експлуатації. Тому кожна фірма розробляє методики, які, з їх точки зору, в найбільшій мірі відповідають умовам роботи двигуна на реальному автомобілі.

На рис. 2.9 показані режими випробувань двигунів фірми "Лейланд" в обсязі 1500 год. Випробування поділені на три періоди.

У першому періоді випробування запроваджуються на режимі номінальної потужності із зупинкою на 10 хв; далі 10 хв двигун працює в режимі холостого ходу. В цьому періоді забезпечуються максимальні термомеханічні навантаження на кривошипно-шатунний механізм.

Аналогічні випробування ведуться й у другому періоді, але на режимі максимального крутного моменту.

У періоді III випробування продовжуються на форсованих режимах номінальної потужності та крутного моменту.

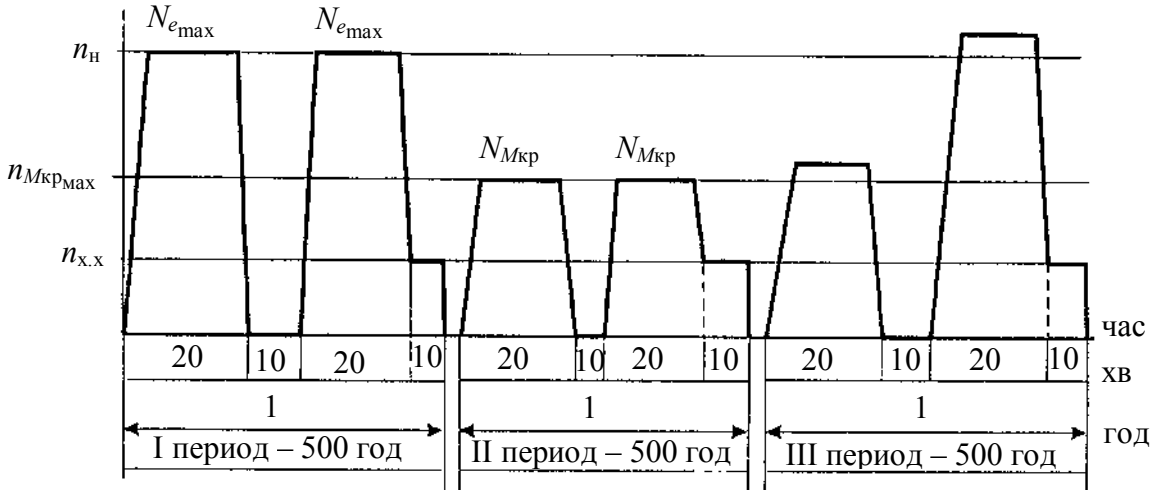


Рисунок 2.9 – Тривалі випробування двигунів фірми "Лейланд"

Оцінка стану двигуна виконується по:

- витраті масла, яка може збільшуватися не більше ніж на 10%;
- потужності та крутному моменту, які можуть зменшуватися не більш ніж на 5%;
- питомій витраті палива, яка може збільшуватися не більше ніж на 5%;
- кількості відмов, яких за термін випробувань повинно бути не більше 25, а час на усунення кожного з них не перевищує 25 хв.

Принципова різниця тривалих випробувань фірми "Лейланд" у порівнянні зі стандартом (рис.2.8) полягає у частішій зміні режимів. Однак і при цих випробуваннях відсутні перемінні режими, що обумовлюють тривалу міцність головки, КЗ, клапанів і т.д.

В якійсь мірі цей недолік прагнуть усунути в програмі НАТО (рис.2.10).

Випробування ведуть етапами по 10 год кожний в загальному обсязі 400 год. Переривання етапу не допускається. Протягом кожних 100 год не менш 5 раз здійснюється зупинка двигуна тривалістю не менш 8 год.

Випробування здійснюються на стаціонарних режимах при частотах обертання $n_{х.х\min}$; $n_{х.х\max}$; $n_{м кр}$; $0{,}6\,n_н(n_{ном})$; $0{,}75\,n_н$; $n_н$ та при потужності двигуна від 0 до 100 %. Вказаний діапазон частот і потужностей охоплює весь спектр експлуатаційних напружень. Оцінка результатів випро-

бувань ведеться методом порівняння характеристик двигуна до та після ресурсних випробувань.

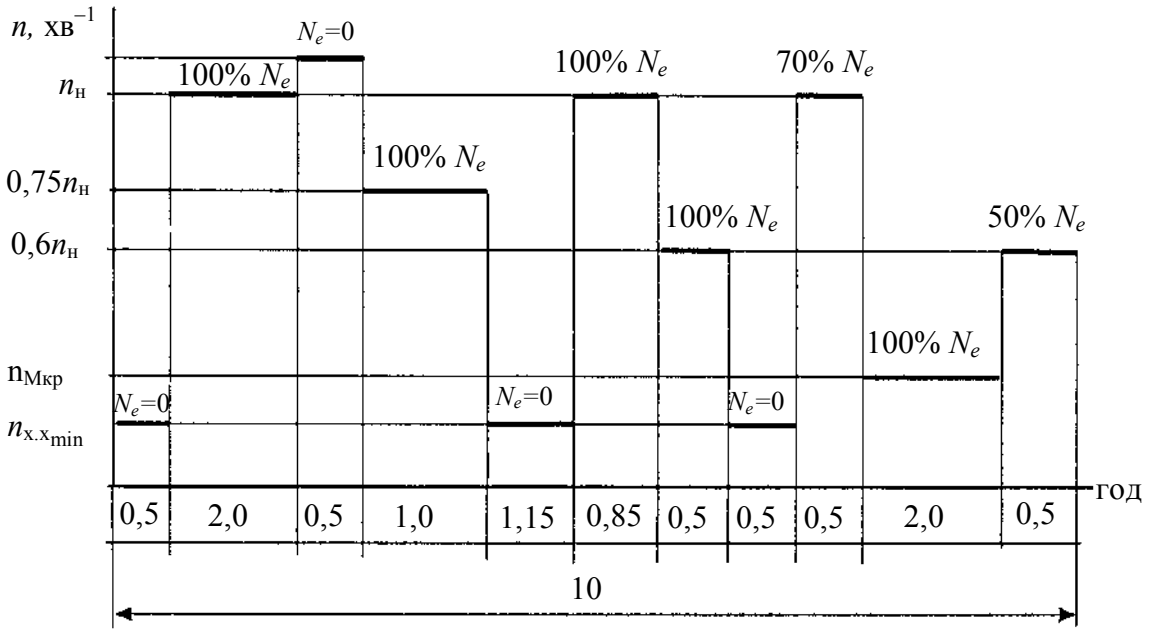


Рисунок 2.10 – Ресурсні випробування за програмою НАТО дизеля вантажного автомобіля: 10 годинний етап випробування

Дана програма максимально наближена до експлуатаційних випробувань на об’єктах. Однак в ній також відсутні перехідні процеси (нестаціонарні, неусталені режими).

Спробу ввести в режими стендових випробувань також і перехідні процеси зробила фірма “Комацу”.

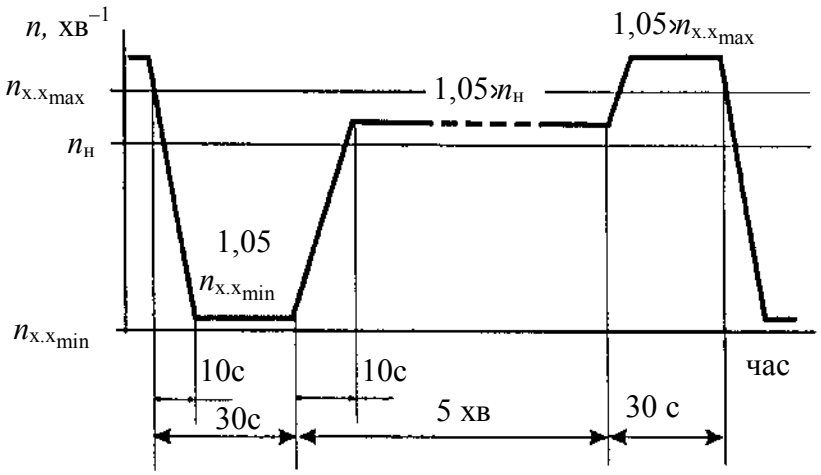


Рисунок 2.11 – Режими випробувань двигунів фірми “Камацу”: цикл випробувань тривалістю 6 хв

На рис. 2.11 наведено пропозиції фірми по режимах випробувань. Тривалість циклу складає 6 хв.

Випробування форсовані по мінімальній та максимальній частотах обертання колінчастого вала на холостому ходу й номінальній частоті обертання.

За думкою авторів програми таких випробувань, даний цикл випробувань дозволяє відтворити тріщини від теплової утомленості, пошкодження від ударних навантажень та знос пар тертя. Загальний обсяг випробувань складає 1000 год.

Більш суттєвий крок щодо наближення стендових випробувань на надійність двигунів до умов експлуатації здійснили на Ярославському моторному заводі (Росія).

Тут розроблена методика тривалих випробувань для двигунів вантажних автомобілів.

Програма випробувань складається з п’яти циклів тривалих випробувань, які повторюються. Тривалість кожного з них 600 год. Тривалий цикл містить у собі режими роботи на номінальній потужності, при підвищених частотах обертання та на перемінних режимах. Схема тривалого циклу випробувань показана на рис. 2.12, а.

Принциповою відміною означеного циклу є включення до нього двох складових: постійних (стаціонарних) навантажень – 46 % часу та перемінних навантажень – 54 % часу. Характер перемінних навантажень потенційно схожий із режимами фірми “Комацу” (рис. 2.12, б).

Суттєвим є й таке. У додаток до вищенаведених режимів випробувань автори розробки ввели режими розгону та гальмування, які повинні забезпечити ще й високі термічні навантаження на деталі поршневої групи, в тому числі відтворювати динамічність таких навантажень за рахунок підбору динаміки перехідних процесів, показаних на рис. 2.12, в.

Запропонований ЯМЗ стендовий випробувальний набір циклів навантажень узагальнює режими випробувань багатьох фірм. Він у найбільшій мірі відповідає реальним умовам експлуатації двигуна у вантажному автомобілі.

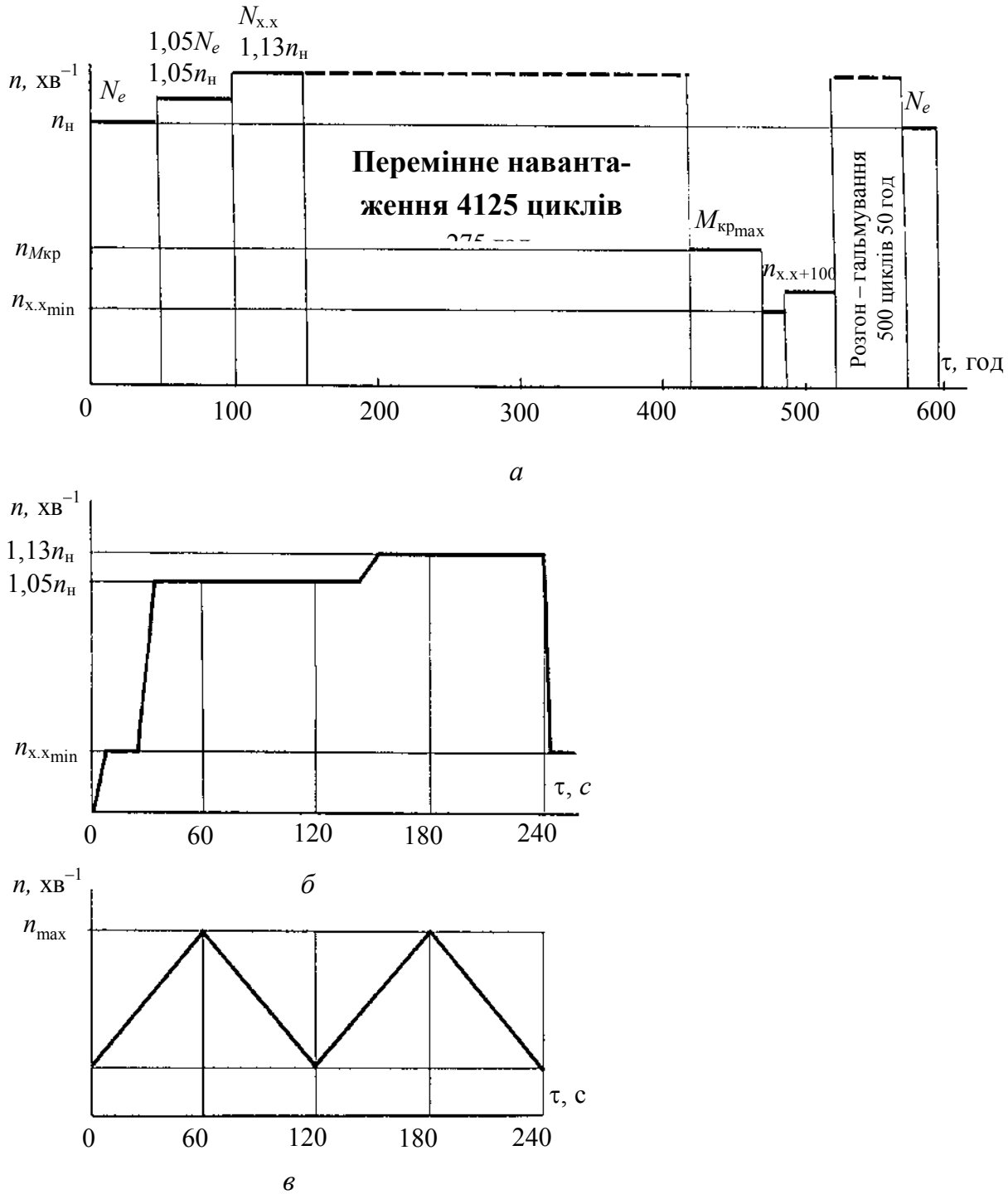


Рисунок 2.12 – Циклограма випробувань автомобільних двигунів ЯМЗ:
а – цикли навантажень (режимів) тривалих випробувань;
б – цикли перемінних навантажень (режимів);
в – цикли навантажень (режимів) при “розгоні-гальмуванні”

в) Тривалі випробування на безмовність дизелів тракторів та комбайнів

Такі випробування регламентуються стандартом.

Періодичні тривалі випробування проводяться з метою контролю відповідності технічним умовам показників безвімовності й стабільності режимних параметрів (параметричної надійності) дизелів сільськогосподарської моторної техніки.

Загальна тривалість випробувань складає 800 год. Кількість зразків, що випробуються, залежить від обсягу випуску й складає або один дизель у півріччя (випуск – до 60 тис. шт. на рік), або один дизель у квартал (випуск більше 60 тис. штук на рік). Підкреслимо, що ці випробування, як і інші стендові, не передбачають випробування значних партій двигунів, що суттєво обмежує можливість оцінок показників надійності за імовірнісно-статистичним підходом, що суттєво наближує результати випробувань до результатів експлуатації.

Режими випробувань (цикли навантажень) дизелів тракторного чи комбайнового призначень показані на рис. 2.13.

Дизель вважається таким, що не витримав випробувань, при:

→ відмовах, що вимагають зняття головки циліндра, масляного піддону, кришки розподільчих зубчастих коліс, маховика;

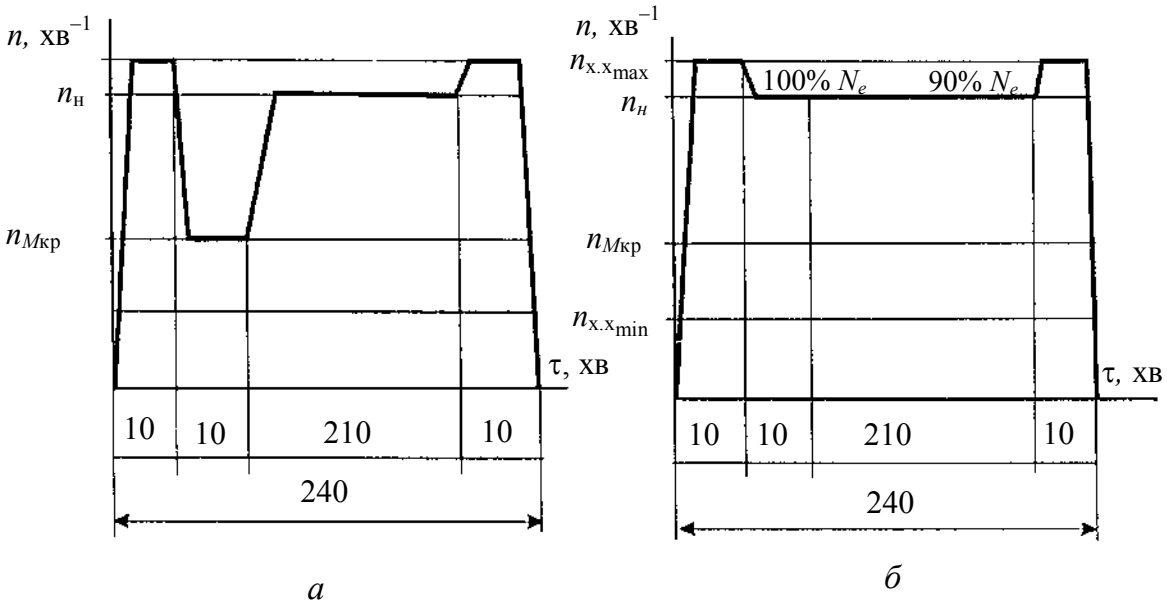


Рисунок 2.13 – Режими випробувань дизелів сільськогосподарської моторної техніки на безвідмовністьність:

а – цикли навантажень тракторних двигунів; *б* – цикли навантажень комбайнових двигунів

→ заміні будь-якого з таких агрегатів, як паливного насоса високого тиску ПНВТ), паливопідкачувального насоса, приводів масляного чи паливного насосів, насоса системи охолодження, вентилятора, турбокомпресора (ТК);

→ зниженні потужності більше ніж на 5 %;

→ збільшенні витрати масла понад вимоги технічних умов;

→ знос деталей понад 15 % у порівнянні з гранично допустимими за технічними вимогами на капітальний ремонт.

г) Випробування на безвідмовність дизелів малогабаритних тракторів

На малогабаритних тракторах використовуються малолітражні дизелі з об'ємом робочого циліндра до 0,5 л, з частотою обертання до 3000 хв$^{-1}$.

Кількість зразків для випробувань залежить від обсягу випуску та відповідає стандарту. Випробування проводяться 4-годинними циклами (рис. 2.14). Загальний обсяг випробувань повинен складати 400 год. Цикли випробувань застосовуються послідовно.

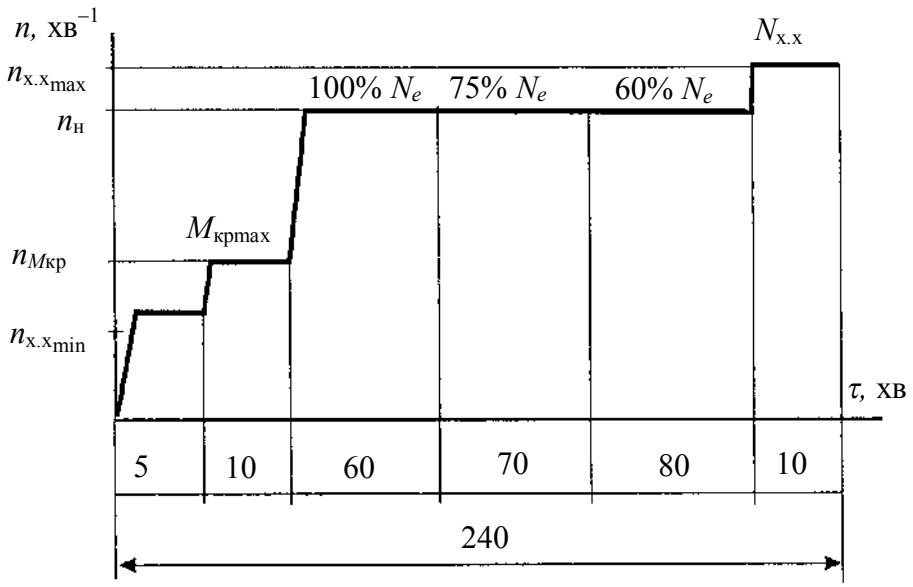


Рисунок 2.14 – Режими випробувань дизелів малогабаритних тракторів: 4-годинний цикл навантажень

Малогабаритний трактор за характером використання відрізняється від трактора загального призначення. Тому при випробуваннях малолітражного дизеля введені часткові навантаження. Враховуючи, що частота

обертання колінвала малолітражного двигуна вище, ніж у середньообертового, обсяг випробувань його знижений з 800 до 400 год.

д) Приймальні випробування тепловозних дизелів

Відповідно до стандарту, обов'язковими режимами для випробувань дизелів тепловозів є холостий хід, навантаження 25, 50, 75 % від номінального, режим максимального крутного моменту, номінальна потужність.

Тривалість випробувань на вказаних режимах складає 200 год. Випробування ведуться робочими циклами по 100 годин. Кожний такий цикл складається з режимних циклів навантажень, наприклад $0{,}91 N_{e_{\text{ном}}} = 80$ год; $1{,}0 N_{e_{\text{ном}}} + 0{,}72 N_{e_{\text{ном}}} + 0{,}60 N_{e_{\text{ном}}} + 0{,}25 N_{e_{\text{ном}}} + 0{,}92 N_{e_{\text{ном}}}$ – по одній годині на кожний режимний цикл навантажень; на завершення робочого циклу витрачається ще 15 годин на режим $0{,}91 N_{e_{\text{ном}}}$ та $N_{e_{\text{х.х}}}$.

Схема 100-годинних випробувань дизель-генератора 1-26ДГ (12ЧН26/26) з потужністю 2280 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 1000 хв$^{-1}$, що встановлюється на магістральному тепловозі 2ТЭ116, показана на рис. 2.15.

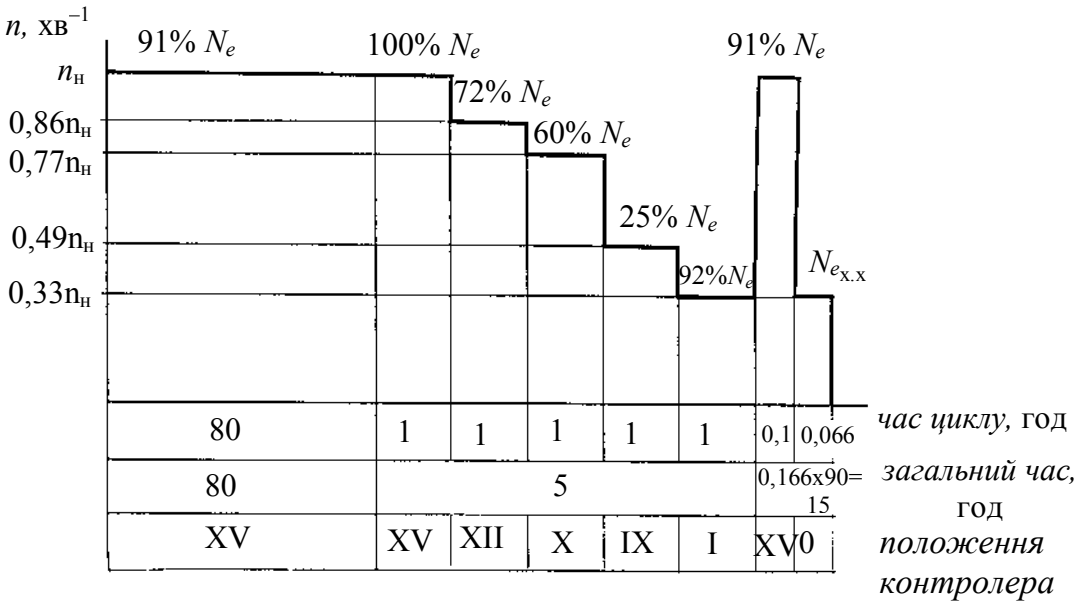


Рисунок 2.15 – Режими стендових приймальних випробувань тепловозного дизеля 12ЧН26/26: 100-годинний робочий цикл

Із загального терміну випробувань дизеля він функціонує 85% на стаціонарних режимах і тільки 15% на змінних режимах.

Крім того, дизель проходить спеціальні випробування в обсязі 200 год, з вимірюванням параметрів його за тепловозною й навантажувальною характеристиками, на режимах холостого ходу, при оцінках рівня димності й токсичності відпрацьованих газів.

Випробування можуть бути перервані на будь-якому етапі при виявлені дефектів основних деталей чи складальних одиниць.

На рис. 2.16 показані режими стендових періодичних випробувань тепловозного дизеля 1Д80Б харківської розробки (з-д ім. Малишева).

Тривалість таких періодичних випробувань складає 100 год, з них 70 – на змінних режимах, які характеризуються циклами навантажень, наведеними на рис. 2.16. Кожний цикл навантажень (режимний) триває 10 год. Відмінність програми випробувань двигуна 1Д80Б від таких двигуна 12ЧН26/26 – в збільшенні часу роботи на змінних режимах в 1,4 рази (з 15 до 21 години), збільшенні часу роботи на номінальному режимі майже у 2,5 рази (з 1 до 2,4 год).

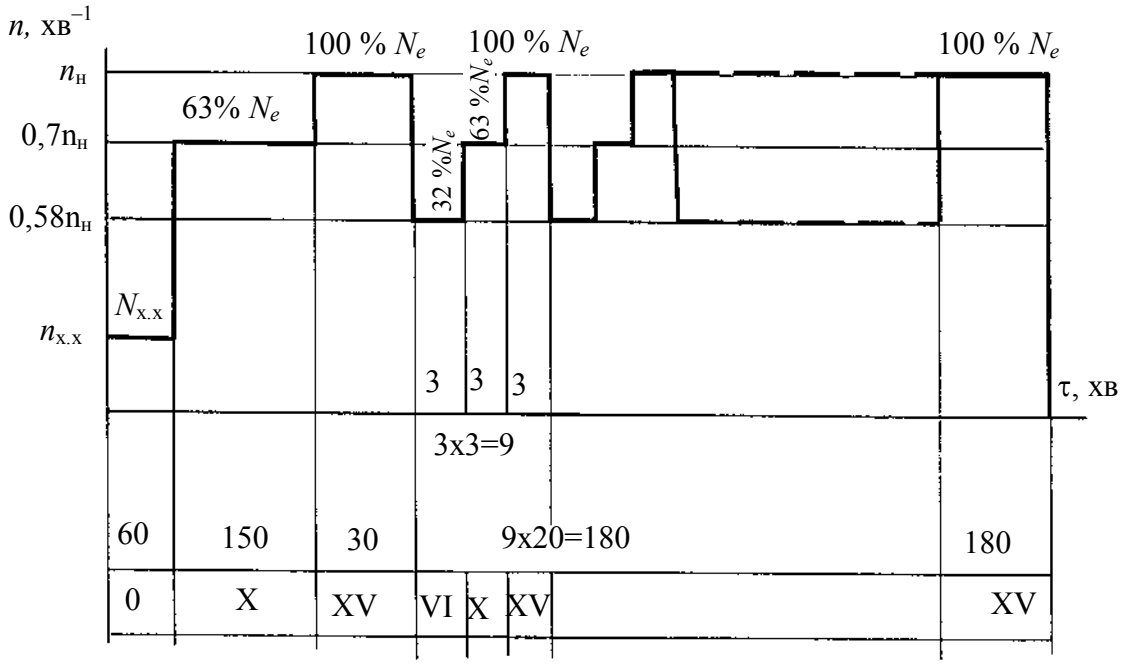


Рисунок 2.16 – Режими стендових періодичних випробувань тепловозного дизеля 1Д80Б

Із наведених матеріалів бачимо, що навіть у межах однієї спеціалізації двигунів відсутня одностайність у методах проведення їхніх випробувань. Згідно зі стандартом “Дизелі суднові, тепловозні, промислові” програму випробувань розробляє “Розробник” та погоджує із “Замовником” та органами державного нагляду.

е) Випробування двигунів наземних транспортних машин

Такі випробування регламентуються стандартом.

Періодичним гарантійним випробуванням підлягають дизелі, які витримали приймально-здаточні випробування. Кожний дизель призначається “Замовником”. Кількість двигунів, що пред’являються, повинна бути не менше трьох.

Умови стендових випробувань відповідають об’єктовим, тобто забезпечуються як опір повітря на вході до компресора, так і протитиск газів на виході з двигуна.

Температурний режим двигуна періодично змінюється: відповідні (“гарячі” та “холодні”) етапи чергуються. На “гарячих” – підтримують максимально допустиму температуру охолоджувальної рідини та масла; на “холодних” – мінімально допустиму температуру охолоджувальної рідини й масла.

Випробування проводяться на моторних стендах у два етапи:

◑ перший – в обсязі гарантійного напрацювання, яка для двигуна НТМ складає 500 год; оцінку результатів випробувань здійснюють без розбирання двигуна; при позитивних результатах випробування продовжуються;

◑ другий – випробування дизеля до досягнення подвійної гарантійної наробітки; зауваження чи несправності, які виявлено під час другого етапу, не є основою для призупинки серійного виробництва.

Випробування ведуться 10-годинними циклами навантажень послідовно із зупинками між цими циклами тривалістю не менш 20 хв.

Схема випробувального 10-годинного циклу показана на рис. 2.17.

Перед кожним циклом навантажень мають місце 10 пусків з подальшим прогрівом двигуна протягом 0,5 год й виходом на номінальне навантаження (потужність). Подальші випробування здійснюють на режимах зовнішньої характеристики 100 % $N_{e_{\text{ном}}}$ та 80 % $N_{e_{\text{ном}}}$.

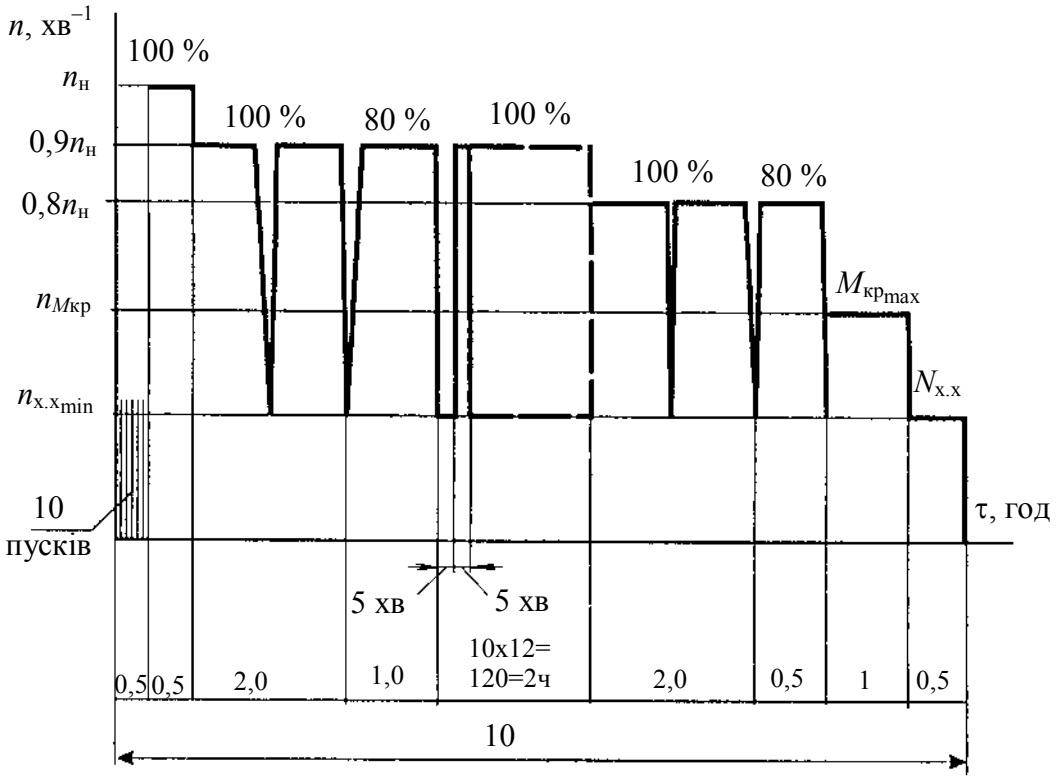


Рисунок 2.17 – Режими стендових періодичних випробувань двигунів НТМ: 10-годинний цикл навантажень

Випробування передбачують роботу протягом 2-х год на змінних режимах. Вказаний цикл навантажень містить роботу протягом 5 хв на зовнішній характеристиці з частотою обертання колінчастого вала на режимах 90 % від номінальної частоти обертання та 5 хв на режимах холостого ходу. Дані перемінні режими забезпечують нагрів і охолодження всіх деталей двигуна, викликаючи появу високих температурних нестаціонарних градієнтів та напруг.

У період проведення випробувань на кожному етапі проводиться вимірювання витрати масла при частоті обертання (0,8...0,9) $n_{ном}$.

Оцінка результатів тривалих випробувань виконується шляхом контролю параметрів, результатів термо- та тензометрії на першому та останньому етапах. Допускається зниження номінальної потужності та збільшення питомої ефективності витрати палива не більше ніж на 5 %.

На цьому закінчуємо огляд стендових випробувань та їх методів.

Такий аналіз засвідчив, що вони та їх методи відрізняються різноманіттям. Разом з цим вони не відтворюють реальних умов експлуатації двигунів, оскільки існуючі навантажуючі пристрої не дозволяють забезпечити реальну динаміку навантажень. Не імітується й відповідний температурний режим навколишнього середовища й двигуна та ін. Тому в реальній експлуатації з'являються дефекти, які відсутні при стендових випробуваннях. Крім означених причин, на роботу двигуна впливають його системи, які також змінюють свої характеристики в процесі експлуатації.

Двигуни НТМ обслуговуються змінними екіпажами, які не мають достатнього досвіду та практики експлуатації; цей суттєвий людський фактор впливає на працездатність двигунів.

Великим недоліком є відсутність методів оцінки технічного стану двигуна у складі об'єкта, що утруднює аналіз причин руйнування деталі чи вузла.

Всі означені обставини та міркування свідчать, що реальна об'єктова експлуатація ставить нові задачі перед випробувачами; від їх вирішення залежать строки розробки нових двигунів НТМ.

2.5.2. Методи прискорених моторних випробувань при доводці двигунів

Затягування процесу доводки нового двигуна пов'язане, перш за все, з величезним обсягом різноманітних випробувань, в першу чергу таких тривалих, як визначення фізичної та параметричної надійності двигуна, його систем, вузлів, деталей.

Суттєво скоротити термін доводки конструкцій двигуна спроможні лише прискорені моторні випробування.

Цей, один із найскладніших, вид випробувань потребує окремого розгляду.

Прискорені моторні випробування перш за все запроваджуються для експериментальних оцінок надійності двигунів.

Це пов'язано з тим, що основними тенденціями розвитку двигунів НТМ є збільшення агрегатної потужності, зниження маси і габаритів, форсування агрегатів наддуву та паливної апаратури з одночасним збільшенням надійності (безвідмовності, довговічності, стабільності параметрів робочого процесу).

Вирішення таких проблем ставить перед розробниками перспективних двигунів нові задачі, які вирішити традиційними методами тривалих випробувань на стендах, що наведені в попередньому розділі підручника, важко. Це не дозволяє створювати нові двигуни в короткі строки. Можна стверджувати, що “Розробники”, які не мають методик прискорених випробувань, приречені на відставання щодо підвищення технічного рівня своїх двигунів.

Прискореними називаються випробування, методи та умови проведення яких забезпечують отримання необхідної інформації про характерні властивості об’єкта у значно коротші строки, ніж при нормальних (не прискорених) випробуваннях. Їх не слід плутати із випробуваннями по скороченим програмам.

Прискорені випробування можуть бути частковими або загальними, коли прискореним випробуванням підлягає окрема деталь (вузол) або весь двигун в цілому. У першому випадку випробування називаються лабораторними, якщо для їх проведення навіть не використовується двигун.

а) Способи скорочення тривалості моторних випробувань

Принциповими і реальними *способами скорочення тривалості випробувань* двигуна є такі:

- збільшення жорсткості режимів його роботи при використанні внутрішніх факторів, перш за все таких, як посилення навантажень (механічних чи термічних) за рахунок підвищення середнього ефективного тиску, частоти обертання колінчастого вала, температурного режиму або використання зовнішніх факторів – таких, як підсилення запилювання повітря, підвищення чи зниження температури навколишнього середовища та ін.;
- підвищення використання часу й частоти навантажень;
- екстраполяція окремих характеристик досліджуваних процесів;
- порівняння швидкостей зносу;
- застосування спеціальних робочих циклів двигунів.

Коротко пояснимо принципи реалізації цих способів прискорення випробувань двигунів (більш конкретно вони розглядатимуться при вивченні методик їх застосування).

Збільшення навантажень можна досягнути не тільки підвищенням p_e, n, $t_{охол}$, але й за рахунок кута випередження вприскування, протитиску

на випуску, збільшенням зазорів, зміною швидкості (динаміки) навантаження двигуна. Так, наприклад, для прискореної перевірки тривалої міцності окремих елементів поршнів, головки циліндрів посилюють жорсткість роботи двигуна та максимальний тиск робочого циклу за рахунок збільшення кута випередження вприскування палива. Для форсування кавітації гільз циліндрів збільшують зазор у сполученні “поршень-гільза”. При випробуваннях гільз на корозійний знос знижують температуру охолоджуючої води до 30...40 °С, коли конденсація води на дзеркалі гільзи сприяє кислототворенню на ньому й інтенсифікує знос. Бажано, аби значення параметрів, що характеризують перевантаження, не перевищували екстремальних рівнів, які мають місце в експлуатації.

Пожорстчення зовнішніх умов роботи двигуна можна забезпечити збільшенням, наприклад, запилювання повітря і масла за методикою НАТІ кварцовим пилом. При цьому можна прискорити випробування на довговічність по зносу в 15...60 разів.

Інтенсифікація використання часу застосовується для вивчення зносу двигуна на режимах пуску й прогріву, для випробувань пускових двигунів. При цьому суттєво збільшують частоту пусків, прогрівів та ін.

Екстраполяцію застосовують, якщо відомі залежності показників двигуна від його технічного стану. В таких випадках висновки щодо довговічності (строку служби) деталей можна зробити до досягнення ними граничного значення. Так, по угару картерного мастила можна оцінювати зносостійкість маслозйомних кілець при досягненні угару, наприклад, до 3% при граничному рівні 4,5 %. Аналогічно можна визначати знос таких кілець та їх остаточний ресурс по прориву газів у картер двигуна. Віброакустичним або іншим методом можна простежити за зміною зазорів основних сполучень двигуна без його розбирання та на основі екстраполяції визначеної закономірності скороченого періоду зносу оцінити довговічність сполук.

Метод порівняння швидкостей зносу знаходить застосування для прискорення оцінок зносостійкості деталей. У безрозбірному варіанті (методи радіоактивних індикаторів, спектрографія і т.д.) він надає можливість прискорено визначити вплив на зношування пар тертя швидкісних та навантажувальних режимів двигуна та його регулювань, організації робочого процесу, сортів масла й палива, теплового режиму двигуна, характеру

неусталеного навантаження, ступеня очищення повітря й масла і т. ін. Для виявлення абсолютних величин зносу конкретних поверхонь успішно користуються методом штучних баз.

Спеціальні цикли робочого циклу двигуна використовують в окремих випадках, коли треба форсувати відмови агрегатів двигуна. Так, при прискореному випробуванні розпилювачів форсунок дизелів на закоксування можна отримати прискорення у 70...80 разів за рахунок циклу з підвищеною цикловою подачею, в тому числі за рахунок додаткової подачі ще й на такті розширення. При цьому різко змінюють і кут випередження подачі палива. Подача додаткового палива (рис. 2.18) реалізується з автономної системи живлення. Сумарна циклова подача палива не повинна перевищувати більш ніж на 10...20 % максимальну циклову подачу, що має місце в експлуатації. Прискорення коксування форсунок при використанні робочого циклу ДВЗ із дворазовою подачею палива досягається за рахунок проникнення гарячих газів із циліндра двигуна в соплові канали розпилювача і далі – у порожнину під голкою форсунки. Це й сприяє підвищенню температури палива й тривалому контакту його з киснем. Створюються умови для відкладання лакового шару на стінках соплових отворів, та об'єму під голкою й подальшому закоксуванню як соплових отворів так і конусів у розпилювачі й голки (в зоні запирання пари "розпилювач – голка").

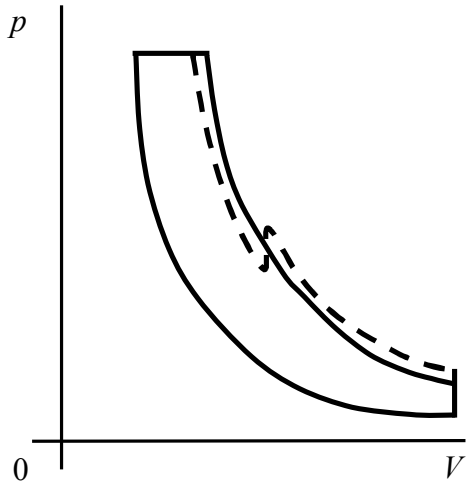


Рисунок 2.18 – Умовна схема спеціального циклу ДВЗ:
——— – нормальний цикл;
– – – – – – спеціальний цикл

б) Основи розробки методів прискорення випробувань при доводці двигунів

На жаль, ще й сьогодні не існує єдиної (узагальненої) методології прискорення випробувань навіть у межах одного класу двигунів.

Наприклад, у ГСКБД (м. Харків) розроблена методика прискорених випробувань тракторних двигунів, яка передбачає роботу при номінальній

частоті обертання колінчастого вала з різними рівнями максимального тиску згоряння: на першому етапі перевищення складає 1,45 рази, на другому– 1,60 рази. Тривалість випробувань складає 5×10^6 циклів навантаження. Для цього ж класу двигунів НАТІ (м. Москва) пропонує методику прискорених випробувань, що складається з чотирьох – чи п'ятихвилинних циклів, які повторюються, із замінами моменту опору та частоти обертання при форсуванні по цій частоті та по цикловій подачі палива у межах ±5%. Звичайно, це різні методики: перша імітує механічні утомні руйнування, друга – теплові.

Отже, стосовно двигунів НТМ, що розглядаються в цьому підручнику, необхідно розробляти конкретну методику, а точніше, методики прискорених випробувань, які б були прийнятні й при доведенні конструкцій двигунів, що розроблятимуться.

Розробка такої методики прискорених випробувань залежить, перш за все, від видів відмов двигунів НТМ, які треба відтворити.

Класифікація відмов ДВЗ складає предмет вивчення в дисципліні "Надійність ДВЗ". При розробці нового двигуна, особливо при його доводці, принциповим є те, що з різноманітних відмов моторної техніки найбільшу небезпеку несуть конструкційні, які обумовлені недоліками прийнятих при проектуванні й ДКР конструктивних рішень.

Їх особливості пов'язані з рівнем ДКР, станом і перспективами оновлення технологічного обладнання, умовами експлуатації двигунів НТМ. Але обов'язковий і першочерговий характер носить виявлення таких конструкційних відмов, без усунення яких технічний рівень нових двигунів НТМ не зможе вийти на світовий рівень.

Доводка нового двигуна якраз і має на меті запропонувати такі уточнення його конструкції, що сприяють усуненню саме означених конструкційних відмов, тобто гарантуватимуть фізичну безвідмовність двигуна на світовому рівні.

Зрозуміло, що доводка конструкції щодо параметричної надійності двигуна вирішує специфічну проблему забезпечення належного рівня стабільності його робочих параметрів (N_e, n, g_e, токсичності, рівня шуму, вібрацій тощо) при тривалій експлуатації. Тобто параметричне доведення не пов'язане з фізичними відмовами.

Таким чином, методика прискорених випробувань повинна забезпечувати реалізацію власне двох програм доводки нового двигуна – усунення небезпечних фізичних відмов та параметричних відмов (гранична нестабільність робочих параметрів).

Не менш актуальним є вирішення проблеми забезпечення належної довговічності нового двигуна, тобто підтримання експлуатаційними заходами належного рівня його працездатності до граничного стану (під граничним станом двигуна розуміється такий стан, при якому подальша експлуатація недопустима або недоцільна). Як правило, критерії граничного стану встановлюються на основі досвіду експлуатації. Однак, якщо чекати природного часу досягнення граничного стану, то при експлуатації до цього терміну вже накопичуються численні партії двигунів і підтримання їх у працездатному стані при появі відмов вимагає значних матеріальних витрат. Саме в таких випадках потрібні прискорені методики визначення граничного стану двигуна.

Все сказане дозволяє сформулювати *цілі прискорених випробувань у процесі доведення* конструкції нового двигуна:

- для деталей та вузлів треба визначити закон розподілення часу безвідмовної роботи з урахуванням можливостей відмов різного характеру, в тому числі від утомленості, а також – періоди припрацювання та старіння, характеристики безвідмовності й старіння (погіршення параметрів під час тривалих випробувань);
- для двигуна в цілому необхідно визначити показники безвідмовності та довговічності.

Такі цілі важко переоцінити. Тому треба при програмуванні та проведенні прискорених випробувань використовувати самий найкваліфікованіший персонал, що не завжди робиться (такий персонал намагаються задіяти на проектуванні чи виготовленні, а не на проведенні прискореної доводки).

Зупинимося на етапах створення методів прискорених випробувань при доводці конструкцій двигунів.

При всій різноманітності методів прискорених випробувань процес їх створення має й обов’язкові етапи:

- дослідження експлуатаційних режимів, умов роботи двигуна в НТМ; це вимагає проведення спеціальних досліджень по визначенню від-

мов, характерних режимів роботи двигуна в експлуатації, впливу дорожніх та кліматичних умов, вивчення прискорень колінчастого вала при роботі (пуск, зупинка), частоти та динаміки зміни режимів тощо;

- узагальнення отриманих результатів, вибір найбільш небезпечних режимів випробувань;
- вибір методів реалізації найбільш небезпечних режимів випробувань, розробка вимірювального обладнання й навантажувальних пристроїв, що забезпечують відтворення реальних умов експлуатації;
- розробка методики проведення порівняльних прискорених випробувань, методів оцінки отриманих результатів при доводці систем, вузлів, деталей і двигуна в цілому;
- перевірка методів на адекватність як в об'єктових так і стендових умовах.

До методів прискорених випробувань пред'являються специфічні вимоги:

- кількісні та якісні оцінки відмов повинні бути зіставлені з оцінками експлуатаційних відмов;
- повинні відтворюватися показники надійності (відмови) двигунів, їх агрегатів, деталей за суттєво коротший термін ніж при реальній експлуатації;
- характер навантаження деталі у процесі прискорених випробувань повинен бути ідентичним реальному, але більш жорстким за рівнем і частотою;
- спосіб скорочення тривалості випробувань і методи оцінки показників повинні бути узгоджені з експлуатаційними режимами та специфікою використання НТМ;
- режими та умови прискорених випробувань деталей, вузлів, агрегатів, двигунів повинні бути так підібрані, аби коефіцієнти прискорення виникнення відмов були приблизно однакові для максимально можливої кількості деталей і сполук, що випробуються;
- поява в процесі прискорених випробувань відмов, що не виникають при рядовій експлуатації на НТМ, недопустима.

При доведенні конструкції нового двигуна запроваджуються різноманітні методи порівняльних прискорених випробувань, якими охоплю-

ються як двигуни в цілому, так і їх елементи. Відповідно такі випробування поділяються на дві групи:

♦ прискоренні випробування двигунів на надійність проводять на режимах, наближених до експлуатаційних, в тому числі таких, що імітують розгін й гальмування, переключення передач, рух з максимальними швидкостями, на холостих ходах, при пусках і т. ін.; при таких випробуваннях на меті стають відмови (безвідмовність для партії двигунів);

♦ прискоренні випробування по оцінці зносної довговічності двигуна проводяться з подачею пилу в повітря, масла; оцінки робляться по ресурсних показниках (довговічність для партії двигунів).

У межах цих груп *основними напрямками доводочних прискорених випробувань* слід вважати:

- механічні утомні випробування основних вузлів двигуна: поршнів, шатунів, колінчастих валів, поршневих кілець, пальців, ресор привода агрегатів;
- термічні утомні випробування найбільш теплонапружених вузлів: накладок поршнів, ротора турбіни, випускних колекторів;
- вібраційні утомні випробуваня навісних деталей й вузлів (агрегатів) масляних і паливних труб, випускних колекторів, ущільнень;
- кавітаційно-корозійні випробування блоків, водяних та масляних насосів;
- зносні випробування дзеркал гільз циліндрів, направляючих та сідел клапанів;
- випробування приводів;
- випробування масел.

Як бачимо з наведеної класифікації, розробки методик прискорених випробувань дизелів при їх доведенні є складним та трудомістким процесом. Саме тому фірми – виробники дизелів, як правило, не розкривають своїх секретів, вважаючи методи прискорених випробувань своїм досягненням, інтелектуальною власністю.

На завершення розглянемо способи оцінки результатів прискорених випробувань при доведенні конструкції нового двигуна.

Ефективність прискорених випробувань оцінюється *коефіцієнтом прискорення випробувань*

$$К_{пр} = \frac{\tau_{ек}}{\tau_{пр}},$$

де $\tau_{ек}$ – середній час роботи двигуна до появи відмови при експлуатації;

$\tau_{пр}$ – те ж при прискорених випробуваннях.

При обробці результатів прискорених випробувань та порівнянні цих результатів з даними реальної експлуатації цей коефіцієнт має вирішальне значення.

Численні перевірки визначили таке значення коефіцієнту прискорення випробувань:

- ▲ тракторні й комбайнові двигуни в цілому $К_{пр}$ = 4...10;
- ▲ кавітаційні випробування швидкохідних двигунів $К_{пр}$ = 25...30;
- ▲ закоксування форсунок швидкохідних дизелів $К_{пр}$ = 70...80;
- ▲ знос гільз циліндрів при запиленні повітря $К_{пр}$ = 15...60;
- ▲ міцність перемичок клапанів кришок циліндрів $К_{пр}$ = 20...25 і т.д.

Прискорені випробування на стадії доведення нового двигуна запроваджуються, як правило, з метою відтворення відмов та їх подальшого усунення.

Головне призначення даного виду випробувань – відповісти на запитання: ліпший чи гірший запропонований при попередній розробці конструктивний варіант.

Значно складнішим є визначення довговічності за результатами прискорених випробувань деталей чи вузлів, особливо таких, довговічність яких визначається нагромадженням утомних пошкоджень. Під нагромадженням таких пошкоджень розуміється відношення реального напрацювання $\tau_{реал}$ деталі (вузла) при випробуванні чи експлуатації до граничного утомного напрацювання $\tau_{гран}$. Тут граничним зветься напрацювання до утомного руйнування при даному конструктивному рішенні, обраних матеріалах, умовах випробувань чи експлуатації, перш за все, навантаженнях.

Навіть прискорені випробування на утому вимагають багато часу й досить складного обладнання.

Треба, і це головне, коректно прогнозувати за даними прискорених випробувань остаточну довговічність до їх граничного терміну.

На кафедрі ДВЗ НТУ “ХПІ” розроблена, перевірена практикою методика такого прогнозування, яка базується на теорії підсумовування утомних пошкоджень, коли руйнування деталі (вузла) має місце за умови:

$$\sum_i \left(\frac{\tau_{\text{реал}_i}}{\tau_{\text{гран}}} \right) = 1,$$

де i – номер циклу навантаження.

Оцінки остаточної довговічності можуть перевірятися на основі додаткових випробувань при експлуатації.

Такий підхід викладено в підручнику “Надійність ДВЗ”.

Він дозволяє значно скоротити терміни доводки двигуна та термін його розробки.

Контрольні запитання та завдання

1. Які цілі переслідує доведення конструкції двигуна?
2. Сформулюйте принципи доводочних робіт.
3. Охарактеризуйте етапи доводочних робіт при розробці нового двигуна.
4. Чим характеризуються стендові періодичні випробування двигунів при їх доводці?
5. Сформулюйте методи стендових випробувань двигунів на стадії доводки їх конструкцій.
6. Які заходи скорочують моторні випробування двигуна при доводці його конструкції?
7. Які фізичні та параметричні відмови треба усунути за результатами доводочних робіт?
8. Назвіть цілі прискорених випробувань у процесі доводки конструкції нового двигуна.
9. Сформулюйте обов’язкові етапи створення методів прискорених випробувань.
10. Які вимоги проявляються до методів прискорених випробувань?
11. Сформулюйте основні напрямки доводочних прискорених випробувань нового двигуна.
12. Як оцінювати ефективність прискорених випробувань?

Глава 3. ОПЕРАЦІЇ ДОВОДКИ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ НТМ

У періодичній пресі, галузевих нормативних документах наведена численна інформація щодо методів та результатів прискорених доводочних випробувань двигунів народногосподарсього використання.

Така інформація відсутня по спеціальних двигунах, які мають надвисокі (більші у 2...3 рази) рівні форсування.

У цій главі ставиться мета – ознайомити студентів з багатим досвідом прискорених доводочних випробувань форсованих двигунів розробки ХКБД (м. Харків) на прикладі вітчизняного танкового дизеля 5ТДФ.

3.1. Аналіз робіт по доводці двигунів типу 5ТДФ

Відміною й особливістю двигуна 5ТДФ є високий рівень його форсування за літровою потужністю, який сягає 37,85 кВт/л.

На подальших двигунах 6ТД-1 та 6ТД-2 ця величина доведена до 45,1 й 54,1 кВт/л відповідно, тобто підвищена майже на 45 %, що дуже суттєво.

За рівнем $N_л$ двотактні двигуни типу 5ТДФ перевищують всі відомі аналоги.

Такий високий рівень форсування при створенні двигунів привів до виникнення серйозних проблем щодо забезпечення нормальної роботи шатунно-поршневої групи, циліндрів, паливної апаратури, агрегатів наддуву і т. ін.

Труднощі при створенні двигунів посилювалися тим, що процес доводки здійснювався майже одночасно із серійним випуском об’єктів, що пояснювалося необхідністю скоротити термін розробки та запровадження нових двигунів.

Для оперативного прийняття рішень по усуненню відмов, особливо конструкційних, необхідні були методики визначення ефективності заходів, що розроблені за результатами доведення конструкцій нових двигунів.

Саме цим вимогам і відповідали методи прискорених випробувань, основи яких висвітлені у гл. 2 підручника.

На рис. 3.1 та 3.2. показана динаміка усунення конструктивних дефектів та збільшення гарантійного терміну служби двигуна за роками випуску.

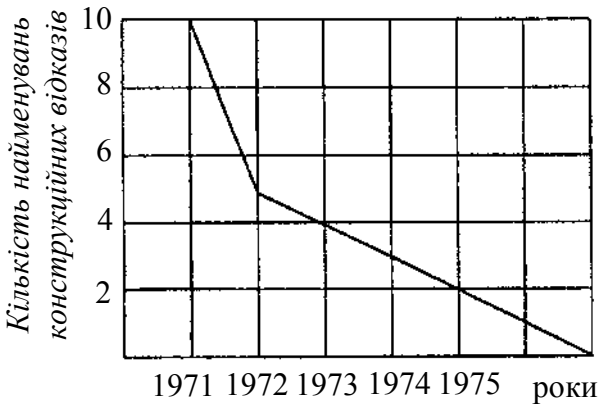


Рисунок 3.1 – Динаміка зміни кількості найменувань відмов за роками випуску

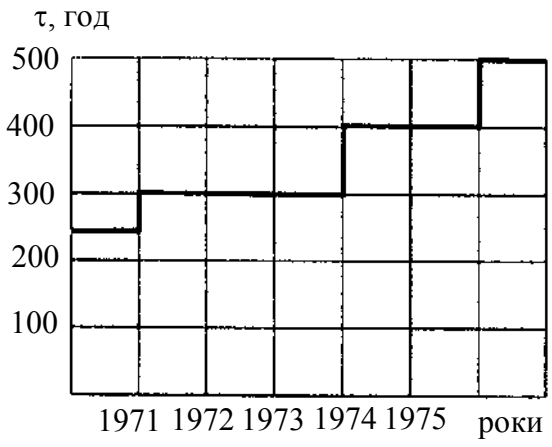


Рисунок 3.2 – Динаміка зміни гарантійного напрацювання двигуна 5ТДФ за роками випуску

Як бачимо з наведених даних, протягом 6 років гарантійне напрацювання двигуна 5ТДФ зросло з 250 до 500 год, а кількість найменувань конструктивних відмов зведена до нуля.

Правильність виконаних конструктивних рішень підтверджують результати розбирання на ремонтному заводі двигунів, які надійшли на перший капітальний ремонт (рис. 3.3).

Наведені статистичні дані базуються на результатах розбирання більше 10 тис. двигунів. Вони відповідають на питання щодо ефективності заходів, які запроваджені за результатами прискорених доводочних випробувань.

Середнє напрацювання збільшилося у два рази. Через дефекти власне двигуна знято з експлуатації 22 % двигунів; 37 % – через недоліки систем; 15 % – обумовлені експлуатацією; 26 % – перебувають у працездатному стані.

Для майже двадцятирічної експлуатації спеціальних двигунів означені підсумки слід вважати цілком задовільними.

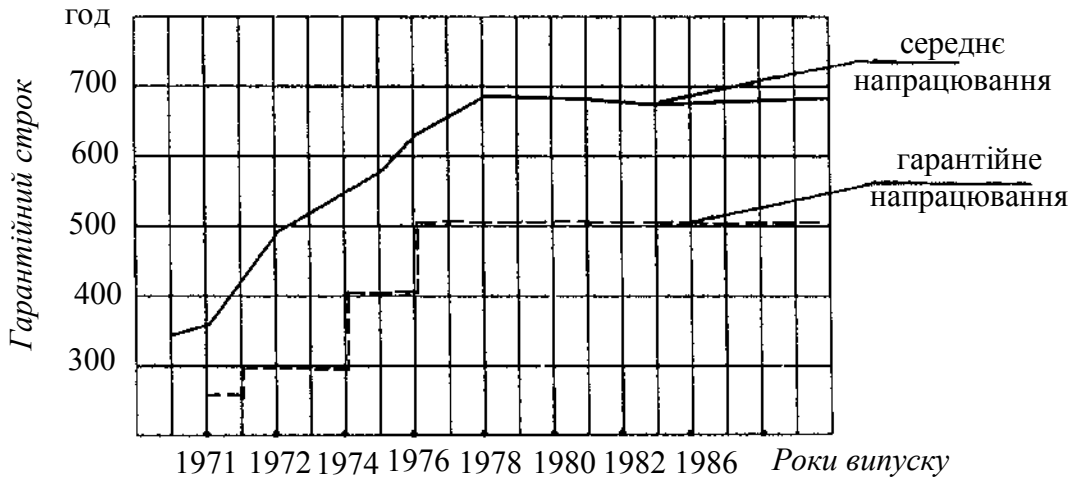


Рисунок 3.3 – Середнє напрацювання двигунів, які надійшли на перший капітальний ремонт

Такий висновок підтверджує належну якість доводки конструкції двигуна типу 5ТДФ у ці ж роки.

Саме тому важливим є вивчення великого досвіду доводочних робіт у ХКБД, до чого й переходимо.

3.2. Вибір режимів роботи двигунів НТМ при прискорених доводочних стендових випробуваннях

Розглянемо ці питання на прикладі двигунів типу 5ТДФ.*

Виконаний аналіз роботи двигуна 5ТДФ в експлуатації свідчить, що найбільш характерними, а тому й небезпечними для надійності, є режими розгону, гальмування, переключення передач, часткової та зовнішньої характеристик, холостих ходів, пуску.

Циклограма режимів прискорених доводочних випробувань наведена на рисунку 3.4.

Вона складається із дев'яти навантажувальних циклів, які у підсумку складають 10-годинний етап, та заключного десятого циклу тривалістю 10 годин.

---

* У розробці методів прискорених випробувань двигунів типу 5ТДФ та їх агрегатів приймали участь Ю.С.Бородін, І.П. Власенко, В.А. Потіченко, А.Н. Дорожченко, П.Е. Куніцин, В.П. Довженко, Ю.Г. Петренко, Г.В. Щербаненко та інші фахівці ХКБД (м. Харків)

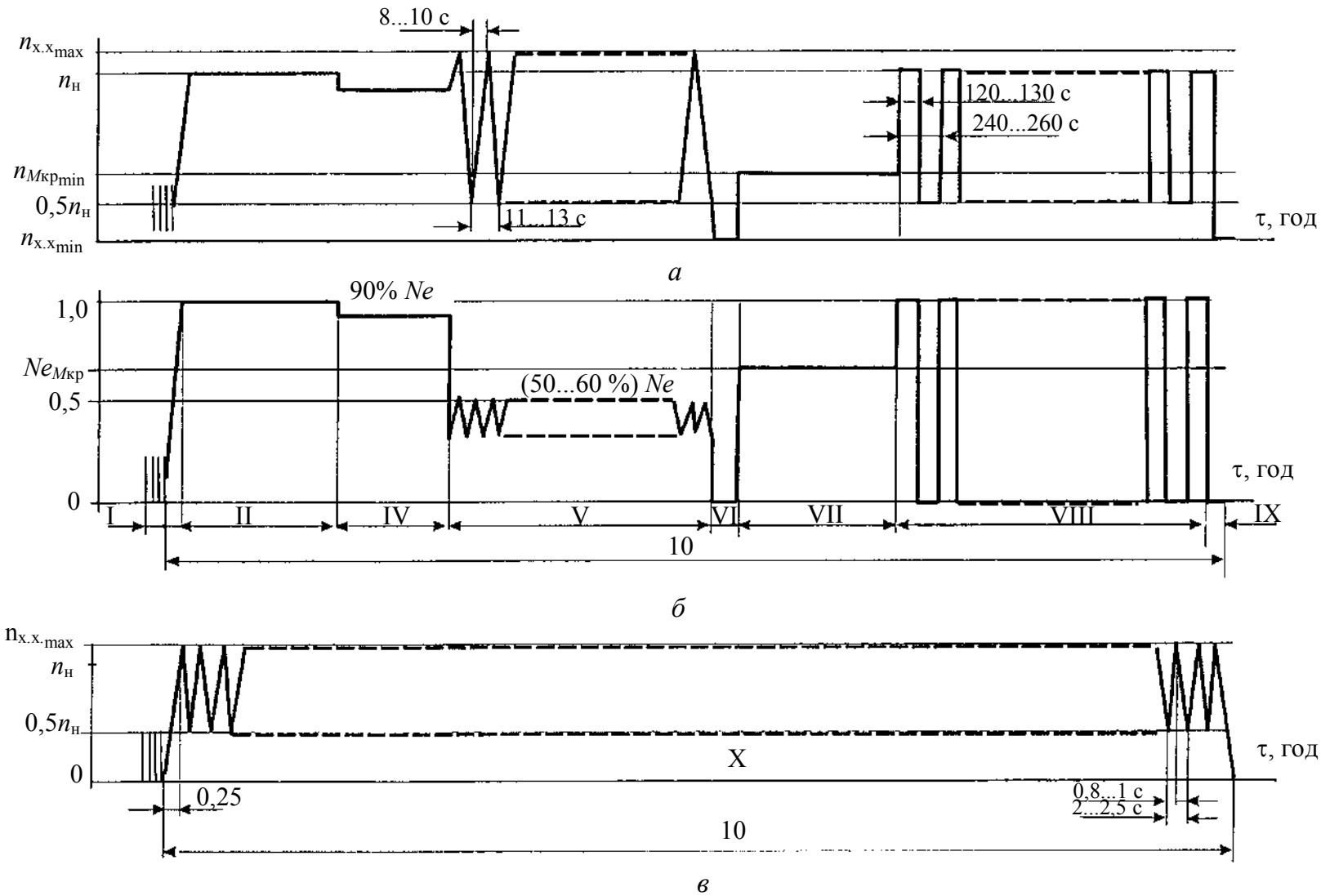


Рисунок 3.4 – Циклограма режимів прискорених доводочних стендових випробувань двигуна типу 5ТДФ:
а – зміна частоти обертання; *б* – зміна навантаження; *в* – зміна частоти обертання без навантаження гальмуючих пристроїв

Розглянемо означені цикли, перш за все, з точки зору відтворення кожним із них експлуатаційних навантажень.

І цикл. Пуски

Двигуни НТМ мають основну систему пуску (електричну) й дублюючу (повітряну). За статистикою в процесі експлуатації пуск двигуна здійснюється в середньому один раз під час роботи протягом однієї години. Тому перед кожним початком загального 10-годинного циклу виконуються 10 пусків, з них 7 – від основної пускової системи, а 3 – від дублюючої. Після завершення кожного пуску двигун повинен відпрацювати 1...2 хв на холостому ході.

Термін пусків не входить у заліковий час роботи двигуна

ІІ цикл. Прогрів (час прогріву – 0,25 год)

Після пусків здійснюються прогрівання двигуна до мінімальних температур води й масла та перевірка його роботи на мінімально усталеній і максимальній частоті обертання колінчастого вала на холостому ході по 2...3 хв на кожному режимі. Прогрівання завершується виходом на номінальні рівні потужності та частоти обертання колінчастого вала.

ІІІ цикл. Стаціонарний режим номінальної потужності (час роботи – 1,25 год)

Даний цикл характеризується максимальними навантаженнями та температурами, які сприймають поршень, шатун, циліндр, колінчастий вал, паливна апаратура, розподільчий вал, турбіна, компресор. На даному режимі досягають максимуму тиск газів у циліндрі, тепловий стан жарової накладки поршня, теплова і механічна деформації гільзи циліндра, навантаження на голки верхньої головки шатуна та вкладиша, деформації стакана поршня й жарового кільця, контактний тиск у парі “розподільчий вал – ролик паливного насоса” і т.д.

Це – найбільш важкий режим щодо тепломеханічних навантажень.

IV цикл. Стаціонарний режим зовнішньої характеристики з частотою обертання колінчастого вала 90 % від номіналу (час роботи – 1 год)

Аналіз навантаження двигуна в умовах експлуатації свідчить, що залежно від типу доріг й швидкості руху двигун НТМ працює 20...70 % часу при навантаженнях у діапазоні 10...70 % при частотах обертання, близьких до максимальних.

Такий цикл є більш жорстким циклом, наближеним до реальної експлуатації, оскільки виконується при більш високих рівнях навантаження.

V цикл. Відтворення режимів руху з максимальними швидкостями (час роботи – 2,5 год)

Такий цикл характеризує рух об'єкту по пересіченій місцевості. Як відзначено вище, двигун має часткове навантаження. У даному випадку воно складає 30...60 % від номіналу. Частота обертання – у межах $0{,}5\times(n_{ном}...n_{х.х_{max}})$.

Тривалість циклу 11...13 с; при цьому розгін займає 70 % часу циклу, а гальмування – 30 %.

Осцилограми руху рейки паливного насоса та частоти обертання колінчастого вала наведені на рис. 3.5. Частота обертання колінчастого вала знижується з 2800 до 1500 хв$^{-1}$ протягом 1,5 с, потім здійснюється витримка протяом 2,4 с й подальший підйом частоти обертання протягом 8,1 с.

Режим випробувань забезпечується шляхом циклічної зміни паливоподачі (рис. 3.5, пунктирна лінія) з допомогою електромагніта. При зміні частоти обертання колінчастого вала положення регулюючого органа на гідрогальмах не змінюється.

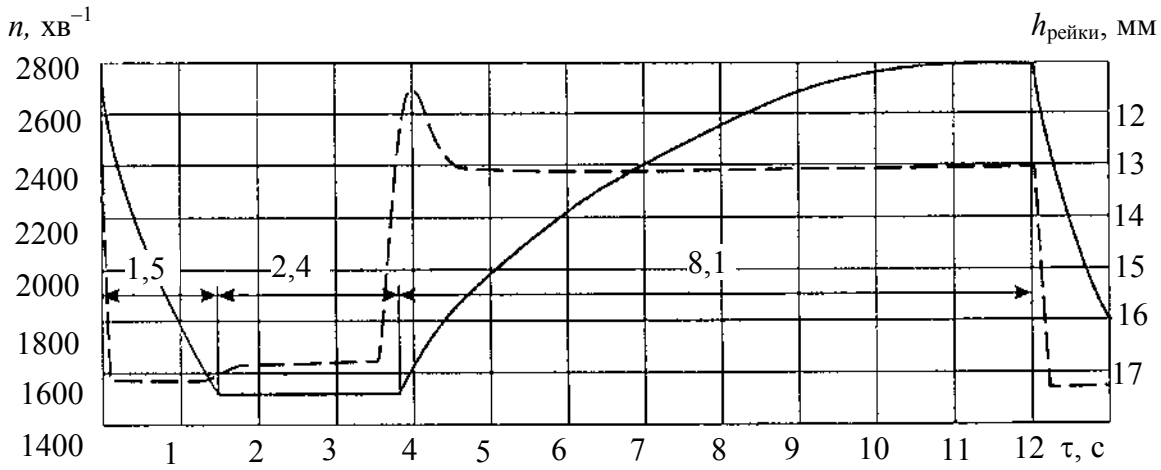


Рисунок 3.5 – Імітація (відтворення) руху по пересіченій місцевості з максимальною швидкістю):розгін-гальмування з 50 %-ним навантаженням;

———— – частота обертання колінвала;

– – – – – – – переміщення (хід) рейок ПНВТ

VI та IX цикли. Стаціонарні режими холостого ходу (тривалість роботи – 0,25 год на кожному циклі)

Дані цикли характеризують роботу двигуна на зупинці, при охолодженні води й масла перед зупинкою двигуна, при заряджуванні акумуля-

торних батарей, обігріві МТВ і т. ін. Теплові й динамічні навантаження на деталі і вузли при цьому мінімальні. Однак при таких випробуваннях максимально збільшується зазор у парі “циліндр – поршень”, посилюється вібрація циліндра, знижується тиск води в системі охолодження, що сприяє розвитку кавітації. Крім того, саме ці режими сприяють розжиженню масла паливом, коксуванню розпилювачів форсунок.

VII цикл. Стаціонарний режим максимального крутного моменту (час роботи – 1,5 год)

Збільшення рівня форсування двигуна по $N_л$ здійснюється за рахунок зростання тиску наддуву.

На двотактних двигунах з механічним приводом компресора від колінчастого вала при високих тисках наддуву має міцне розузгодження повітроподач на режимах номінальної потужності та максимального крутного моменту. Як правило, коефіцієнт надлишку повітря на режимі $M_{кр_{max}}$ нижчий, ніж на режимі $N_{e_{ном}}$. Тому тривала робота двигуна на режимі $M_{кр_{max}}$ викликає коксування поршневих ущільнюючих кілець, впускних і випускних вікон, направляючих лопаток випускних колекторів та зменшення потужності, паливної економічності, погіршення екологічних характеристик двигуна.

Як висновок, даний цикл випробувань слід вважати параметричним, оскільки він дає можливість перевіряти стабільність робочих параметрів двигуна при тривалій його експлуатації, тобто оцінювати параметричну його надійність. Такі результати суттєво впливають на результати подальших випробувань; їх обов’язково треба враховувати, якщо неможливо усунути повністю небажані наслідки.

VIII цикл. Відтворення режимів вирушення, розгону й гальмування об’єкту (час роботи – 3 год)

Означені режими імітуються чергуванням чотирьох процесів:

◑ зниженням частоти обертання колінвала від максимальної до 0,5 $n_{ном}$ впродовж 1 с із одночасним зниженням потужності з номінальної до холостого ходу;

◑ витримкою на холостому ходу впродовж 120...130 с;

◑ підвищенням частоти обертання з 0,5 $n_{ном}$ до номіналу впродовж 1 с із одночасним збільшенням потужності до номінальної;

◑ витримкою на режимі номінальної потужності впродовж 120...130 с.

Імітація зниження частоти обертання при гальмуванні пояснюється рис. 3.6. Частота обертання знижується за 1,1 с, стабілізація спостерігається через 5,5 с.

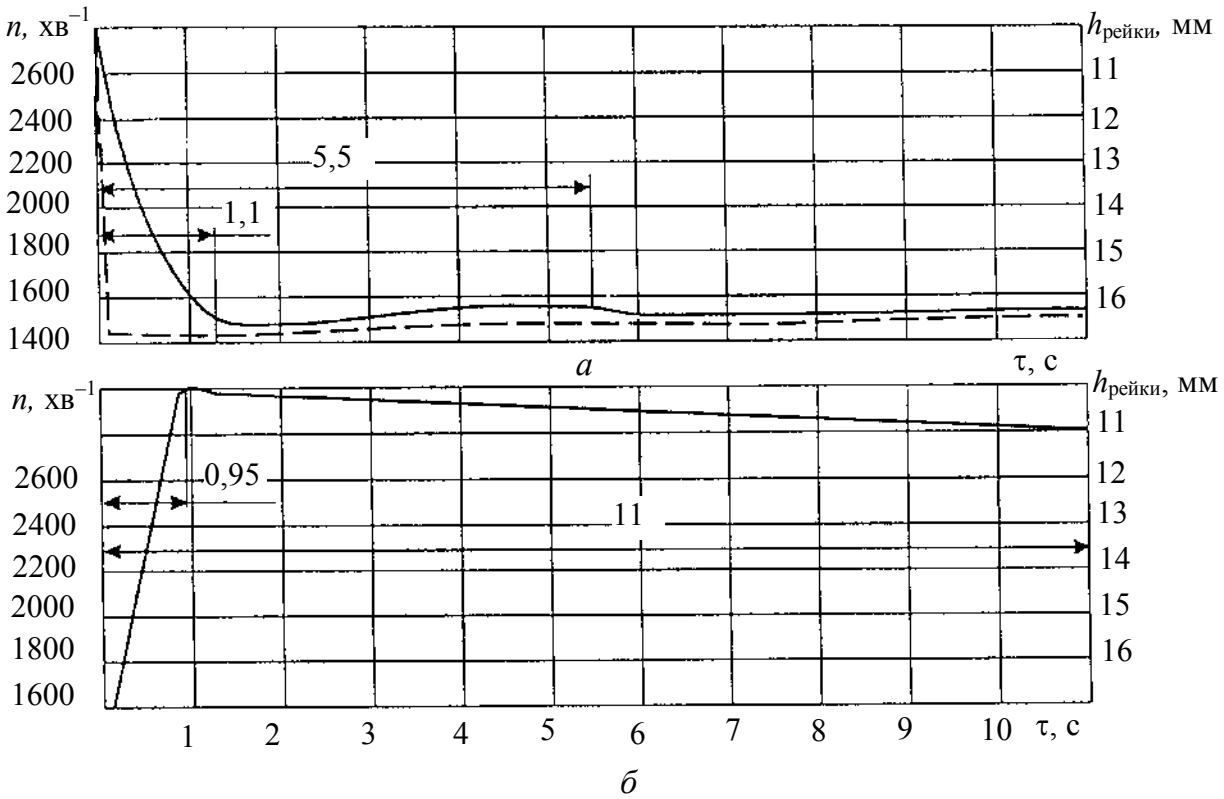


Рисунок 3.6 – Імітація режимів розгону та гальмування:
а – гальмування; *б* – розгін;
——— – частота обертання колінвалу;
– – – – – – переміщення (хід) рійок ПНВТ

Аналогічні явища відбуваються при імітації розгону об'єкта. Впродовж 0,95 с здійснюється заброс до $n_{x.x_{max}}$, а потім спостерігається стабілізація частоти обертання на номінальному рівні через 11 с.

При витримці на режимі номінальної потужності та холостому ході відбувається нагрівання й охолодження деталей. На рис. 3.7 й 3.8 показана температура найбільш представницьких деталей двигуна: жарової накладки поршня та випускного колектора. Температура накладки з боку КЗ зменшується з 800 °С до 350 °С, а випускного колектора – з 640 °С до 200 °С.

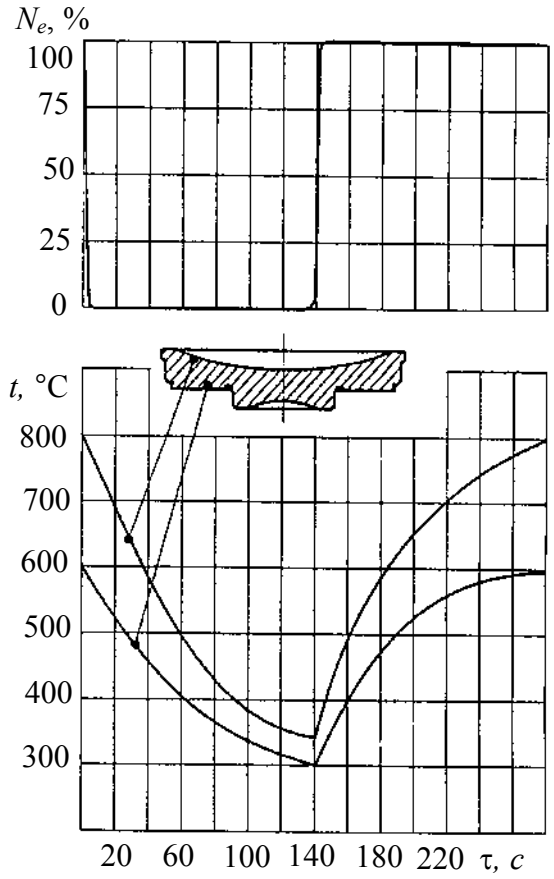


Рисунок 3.7 – Температура накладки поршня при зміні режимів роботи двигуна

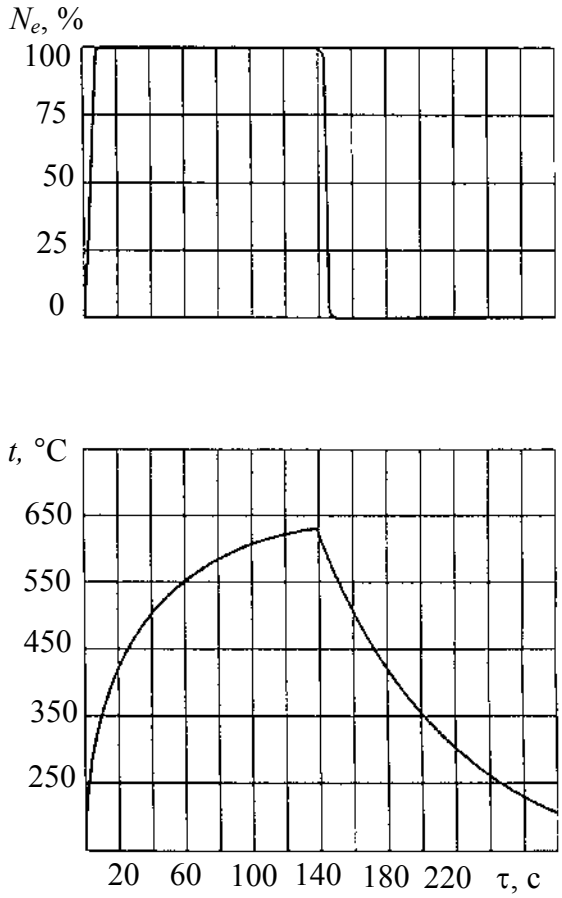


Рисунок 3.8 – Температура випускного колектора при зміні режимів роботи двигуна

Такі режими (нестаціонарні) можна вважати тепловими ударами; саме вони сприяють появі утомних термічних тріщин.

X цикл. Відтворення режимів переключення передач (тривалість випробувань – 10 % від загального терміну всього обсягу випробувань)

При переключенні передач відбувається різка зміна частоти обертання колінвала, оскільки спочатку відключаються усі маси, які обертаються, а потім вже вони приєднуються. Виміри усереднених значень прискорення колінвала в об’єкті підчас руху на 3...5 передачах складають 190... 210 рад/с^2.

Відтворити такі значення прискорень на стенді з навантажуючими пристроями (гідрогальмами) неможливо. Тому дані випробування прово-

дились з відключеними навантажувачами. При цьому реалізовано прискорення колінвала при закиді частоти обертання до 350 рад/с^2 (рис.3.9).

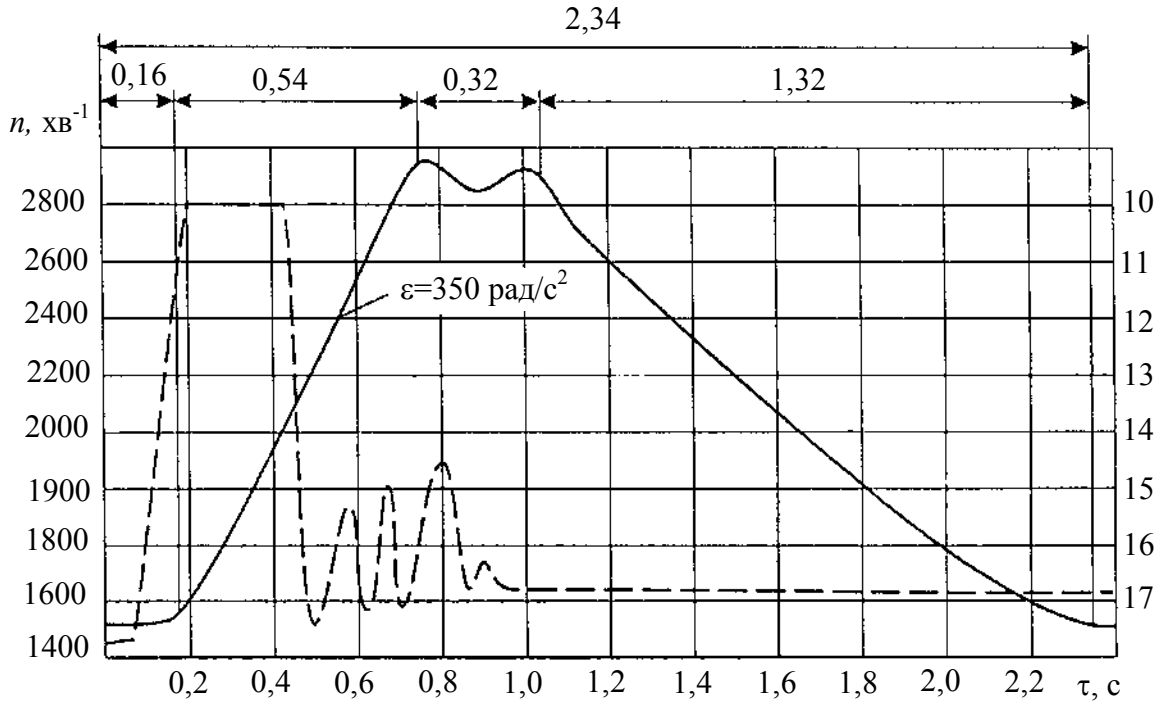


Рисунок 3.9 – Імітація переключення передач шляхом відключення гідрогальм:
——— – частота обертання колінвала;
– – – – – – переміщення (хід) рейок ПНВТ

Час розгону складає 0,7...0,8 с, гальмування – 1,3...1,5 с. Загальний час розгону-гальмування складає 2,0...2,3 с. При цьому випробуванні частота обертання колінвала змінюється від максимальної частоти обертів холостого ходу ($n_{x.x_{max}}$ = 315 хв$^{-1}$) до 1400 хв$^{-1}$, тобто амплітуда коливань частоти обертання складає 1750 хв$^{-1}$

Різка зміна частоти обертання колінвала приводить до ще більшого її коливання у агрегатах, що мають механічний зв'язок із колінвалом при передаточних відношеннях у межах 1,5...12.

Даний вид випробувань сприяє появі силових утомних руйнувань крильчатки компресора наддуву, приводів, підшипників кочення, фрикційних муфт, різних захисних елементів.

Всього двигун випробовується впродовж 500 годин, в тому числі –

50 на режимах циклу Х.

Підкреслимо, що загальна тривалість випробувань двигуна на перемінних режимах складає 62 %.

Саме тому дана методика спроможна відтворити відмови, які реально зустрічаються в експлуатації двигунів НТМ й охоплюють всі можливі й характерні види відмов:

- утомні руйнування крильчатки компресора;
- послаблення посадки й руйнування вставки поршня;
- зниження моменту тертя фрикційних муфт компресора;
- знос втулок бобишок поршня;
- початок кавітаційного руйнування форсуночного пояса в блоці та на поверхні охолодження циліндрів;
- утомні руйнування корінних вкладишів;
- розжиження масла паливом і т. ін.

3.3. Операції доводки деталей та вузлів двигунів НТМ

Прискоренні стендові випробування двигунів НТМ в цілому не відтворюють усієї різноманітності факторів, які впливають на довговічність та безвідмовність саме деталей чи вузлів.

Тому розроблено прискорені методи доводочних випробувань окремих елементів не тільки в стендових умовах, але і на двигуні. Розробка таких методик можлива тільки за умови розуміння реальних умов роботи вузла, деталі при експлуатації.

У протилежному випадку виникатиме небезпека отримати хибні результати та ще більше загострити проблему підвищення надійності елементів нового двигуна на стадії доведення його конструкції.

При створенні двигунів НТМ фахівцями ХКБД розроблені й апробовані біля 50 прискорених доводочних методик випробувань.

Розглянемо найбільш цікаві та ефективні операції доведення на прикладі танкового форсованого двотактного дизеля 5ТДФ, спираючись на багатий досвід цієї провідної вітчизняної моторної фірми.

3.3.1. Доводка поршневої групи

На двигуні 5ТДФ, як і на багатьох інших двигунах НТМ, в тому числі зарубіжних, застосована складена конструкція поршня: сталева наклад-

ка, корпус поршня з алюмінієвого сплаву, нерозрізне (чи розрізне) жарове кільце, сталеві ущільнюючі та маслозйомні кільця.

Високий рівень форсування двигуна; наявність накладки поршня з екстремальною температурою вогневої (робочої) поверхні до 950 °С, що викликає значні теплові деформації болта та стягуючих деталей; необхідність захисту корпуса поршня від контакту з перегрітою накладкою; робота жарового кільця в умовах обмеженого тепловідведення й змащення та великих деформацій корпуса поршня; наявність у циліндрі вікон та вирізів (тобто концентраторів напруг), які ще й ускладнюють роботу ущільнюючих та маслозйомних кілець – всі означені та інші фактори доводиться враховувати, а то й вирішувати відповідні проблеми вперше, якщо відсутні аналоги у вітчизняному й зарубіжному двигунобудуванні.

а) Прискорені випробування поршневих ущільнюючих кілець

Інтенсивне руйнування ущільнюючих кілець відмічається при роботі двигуна в пилових умовах, тобто при зносі кілець та канавок, а також при збільшенні осьового зазору.

Враховуючи, що кільце здійснює рух як разом з поршнем, так й по відношенню до поршня, треба мати на увазі, що зі збільшенням зазору в парі “ущільнююче кільце – поршнева канавка” підвищується енергія удару кільця у відносному русі. При цьому (див. т. 1, “Розробка конструкцій форсованих двигунів НТМ”) відносне прискорення кільця

$$\gamma_{\text{відн}} = \frac{\partial^2 x}{dt},$$

де x поточне значення зазору кільця в поршневій канавці. При збільшенні зазору відносне прискорення також збільшується.

У зоні НТМ, коли кільце зупиняється, а поршень змінює напрям свого руху,

$$\gamma_{\text{пер}} = \gamma_{\text{відн}}$$

або

$$R\omega^2(1+\lambda) = \frac{\partial^2 x}{dt},$$

тобто відносне прискорення пропорційно квадрату кутової швидкості колінчастого вала.

Енергія удару кільця о канавку залежить від тиску газів з різних боків кільця; зі зменшенням цього тиску (режим холостого ходу) енергія удару збільшується.

Отже, руйнування кілець за скорочений час стає можливим при підтриманні таких умов:

- збільшенні осьового зазору;
- підвищенні частоти обертання колінчастого вала;
- зменшенні дії газових сил на торці кільця.

Для підтримання цих умов прискорені випробування ущільнюючих кілець виконуються при:

- збільшенні осьового зазору в 2,5...4,5 рази;
- збільшенні частоти обертання на 7% (з 2800 до 3000 хв$^{-1}$);
- чергуванні режимів холостого ходу (25 хв) та максимальної потужності (5 хв) з метою випалювання мастила, що накопичується при тривалій роботі двигуна на холостому ході.

Результати прискорених випробувань ущінюючих кілець наведено в табл. 3.1. Основними з них є такі:

- руйнування кілець – численні, аналогічні експлуатаційним;
- збільшення осьового зазору час до початку руйнування кілець скорочується; коефіцієнт прискорення при цьому сягає 10;
- зміна форми кільця з трапецеїдальної на прямокутну збільшує його довговічність; вважається, що це пов’язано з умовами опирання кільця;
- застосування сталі 4Х5МФС-Ш з більш високими механічними властивостями, ніж у сталей 65С2ВА-Ш та 65Г, що дозволяє підвищити довговічність першого (верхнього) кільця на порядок.

Отримані результати дозволили впровадити в серійне виробництво перше кільце прямокутної форми, оскільки вихідні осьові зазори у даного кільця в 2 рази нижчі в порівнянні з трапецеїдальним. Крім того, всі ущільнюючі кільця виготовляються саме з високоякісної сталі 4Х5МФС-Ш.

Тривала експлуатація двигунів у будь-яких кліматичних умовах підтвердила правильність результатів прискорених випробувань та доведення конструкції кілець взагалі.

Таблиця 3.1 – Результати порівняльних прискорених випробувань ущільнюючих кілець

Розташування кільця	Форма перерізу	Матеріал кільця	Осьовий зазор, мм		Кількість кілець		Час випробувань
			по конструкторській документації	при прискорених випробуваннях	випробуваних	таких, що зруйнувалися	
1	Трапецеїдальна	65С2ВА-Ш	0,27...0,34	0,5	2	2	20...40
		-“-		0,75	14	14	4...10
		4Х5МФС-Ш		0,75	12	0	114
	Прямокутна	65С2ВА-Ш	0,14...0,18	0,75	4	0	40
		4Х5МФС-Ш		0,75	6	0	114
2 та 3	Прямокутна	65Г	0,08...0,12	0,40...0,44	4	1	23
		-“-		0,60...0,64	4	4	4...14
		4Х5МФС-Ш		0,60...0,64	4	0	34

б) Прискорені лабораторні випробування жарових кілець

Нерозрізне жарове кільце є основним елементом складної конструкції поршня, який не тільки ущільнює робочий об’єм, але й захищає ущільнююче кільце від безпосереднього контакту з гарячими газами.

Жарове кільце має контакт з циліндром та проставкою поршня. Манжета охолоджується та має температуру у верхній зоні біля 365 °С, а ніжка підігрівається від проставки та має температуру біля 440 °С.

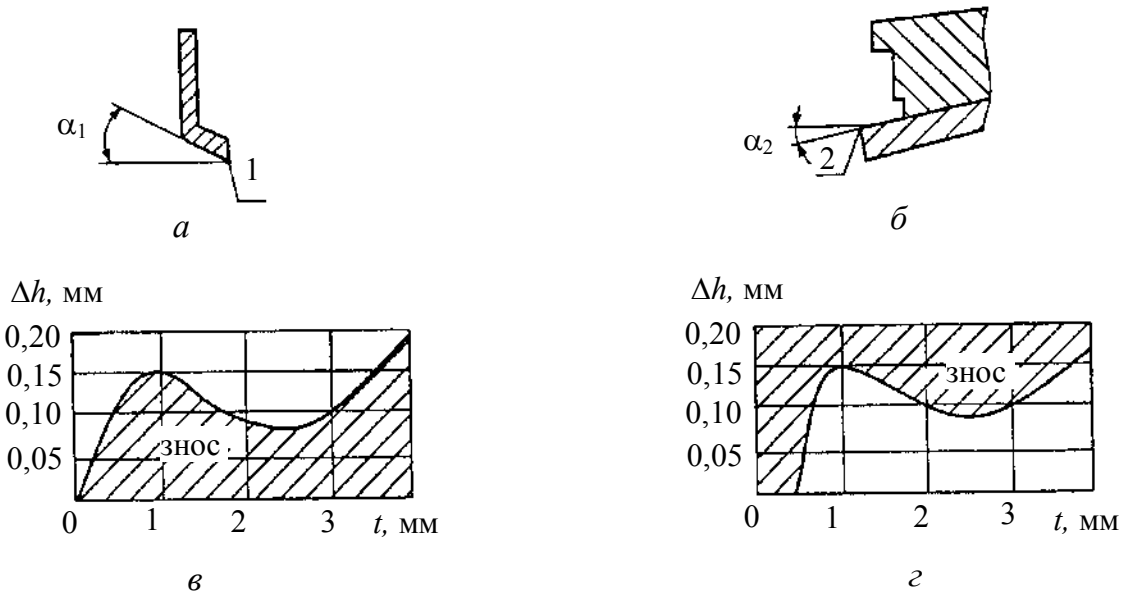


Рисунок 3.10 – Деформація опорної поверхні жарового кільця:

а – форма опорної поверхні жарового кільця при нагріві; *б* – те ж – проставки; *в* – профіль полички жарового кільця після тривалої роботи; *г* – профіль проставки у зоні роботи жарового кільця

Внаслідок осьового та радіального перепадів температур жарове кільце приймає форму, показану на рис. 3.10,а. Поличка жарового кільця встановлюється під кутом α_1 відносно до опорної поверхні. Одночасно проставка під дією осьового перепаду температур установлюється під кутом α_2 (рис. 3.10, б). Таким чином, поміж опорною поверхнею жарового кільця й поставкою створюється конус з кутом у вершині $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$. Під дією газових сил жарове кільце деформується, зазнаючи максимальної напруги в місці переходу полички в манжету. При цьому виникають напруги двох видів – згибаючі та колові. До механічних напруг додаються температурні. При положенні поршня у внутрішній мертвій точці (ВМТ) розрахункові сумарні напруги складають:

в зоні галтелі:

згибаючі на зовнішній поверхні (розтягуючі) – 70 МПа;

згибаючі на внутрішній поверхні (стискуючі) – 80 МПа;

колові розтягуючі: з внутрішньої поверхні – 80 МПа;

з зовнішньої поверхні – 165 МПа;

у верхній зоні манжети:

колові напруги розтягування – 520 МПа.

Таким чином, задачею прискорених випробувань є відтворення умов опирання полички жарового кільця відповідно з рис. 3.10 та навантаження газовими силами.

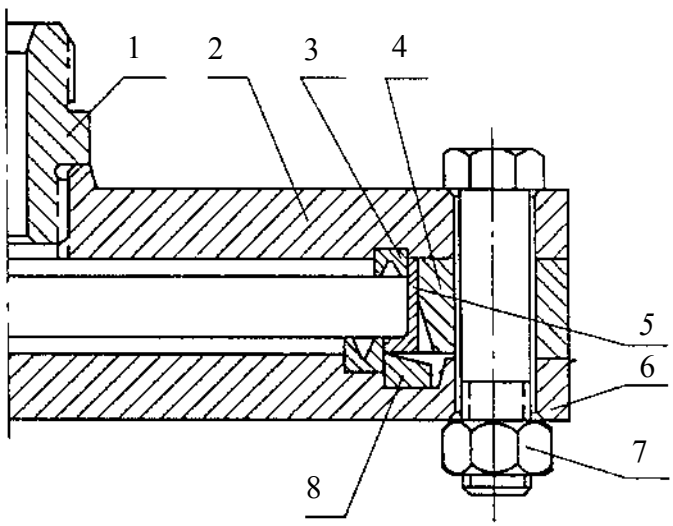


Рисунок 3.11 – Моделюючий навантажуючий пристрій для випробування жарового кільця:

1 – штуцер підведення масла; 2 – верхня плита; 3 – манжета; 4 – середня плита; 5 – жарове кільце; 6 – нижня плита; 7 – болт поєднувальний; 8 – опорне кільце

Схема такої установки показана на рис. 3.11. Жарове кільце 5 установлюється на кільце 8 з конусною опорною поверхнею й додатково у радіальному напрямку спирається на середню плиту 4. Жарове кільце навантажується маслом, що подається через штуцер 1 від маслонасоса.

Коефіцієнт прискорення випробувань залежить від кута α опорного кільця:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 2\,\mathrm{arctg}\frac{D-d}{2\times\Delta h},$$

де D, d – зовнішній та внутрішній діаметри полички жарового кільця, відповідно; $\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2$ - сумарні деформації жарового кільця та проставки.

Кут α повинен бути обраний таким, щоб, з одного боку, обмежити попадання у зону малоциклової утоми, а з іншого – отримати доцільний коефіцієнт прискорення випробувань. Кут α приймався від нуля до 40. Руйнування кілець по колу кільця були отримані в межах $0{,}04\times10^6$ циклів навантажень, тоді як аналогічні за характером експлуатаційні руйнування – за $3{,}5\times10^6$ циклів, тобто коефіцієнт прискорення досяг 80.

Крім конструктивних характеристик дана методика дозволяє доводити й матеріали, покриття, заходи зміцнення й т. ін.

в) Прискорені моторні випробування жарових кілець

У попередньому розділі розглянуто характер опирання жарового кільця в радіальному напрямку. Тепер розглянемо опір кільця в коловому напрямку.

Жарове кільце при роботі обертається, тому торець полички із боку проставки зношується рівномірно.

Проставка деформується разом із поршнем, який має змінну (неоднакову) жорсткість по колу. Жорсткість поршня у площині пальця вища, ніж у площині гойдання шатуна. Тому знос проставки по колу нерівномірний (рис. 3.12) – більший у площині пальця та менший у площині гойдання шатуна.

Таким чином, жарове кільце в роботі спирається на нерівномірну опору, що викликає його згинання та руйнування з верхнього торця.

Методика прискорених випробувань жарового кільця повинна базуватися на збільшеній деформації корпусу поршня.

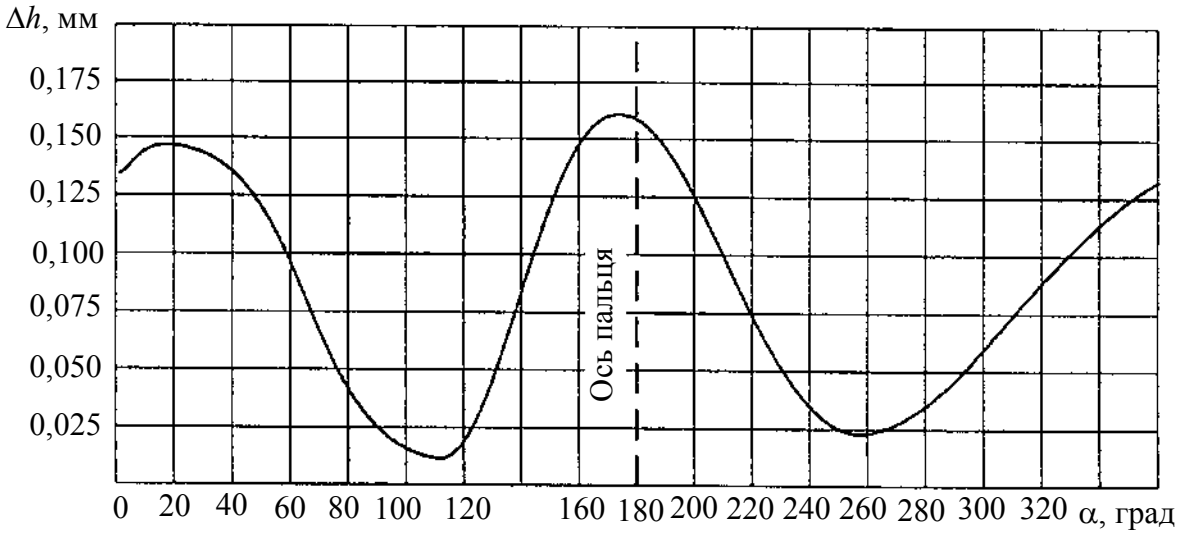


Рисунок 3.12 – Знос проставки під опорою жарового кільця (розвертання опори)

Дана вимога реалізується за рахунок:

- збільшення максимального тиску згоряння на 18,5 % (з 11,8 до 140 МПа);
- збільшення часової витрати палива на 22% (зі 123 до 150 кг/год.);
- підвищення частоти обертання колінвала (з 2800 до 3000 хв$^{-1}$);
- підігріву повітря на всмоктуванні до 35...40 °С;
- зниження коефіцієнту надлишку повітря до 1,45...1,55.

Випробування двигуна 5ТДФ виконувались при постійній частоті обертання колінвала – 3000 хв$^{-1}$. При означених вище умовах $K_у$ дорівнює 10.

г) Прискорені випробування накладок поршня

Накладка поршня завершує конфігурацію КЗ двигуна та дроселює теплопоток від газів до корпусу поршня.

Накладка спирається на проставку, тобто з'являється додатковий теплобар'єр, що обумовлює низьку тепловіддачу у воду (не вище 14 %) та в масло (не більше 3,5 %).

Температура поверхні накладки з боку КЗ на відстані 40 мм від осі на режимі номінальної потужності досягає 800 °С, а на опорній поверхні – 610 °С (рис. 3.7). Внаслідок осьового перепаду температур накладка прогинається у бік КЗ.

При переході на режим мінімальної експлуатаційної частоти холостого ходу температура поверхні та опори накладки знижується до 335 й 300 °С відповідно. Таким чином, осьовий перепад температур знижується з 190 до 35 °С. В результаті зміни температурного градієнту накладка зазнає циклічних термічних деформацій, які підсумовуються з циклічними механічними навантаженнями, що викликають утомні руйнування накладки по радіусу у області центровика.

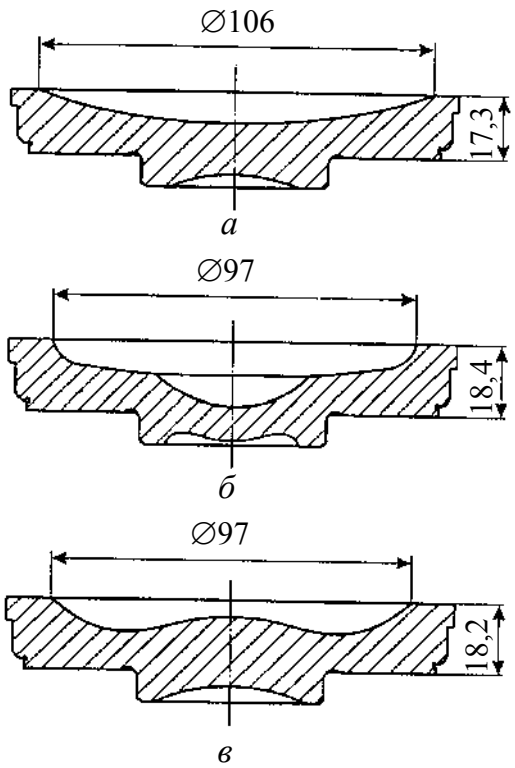


Рисунок 3.13 – Накладки поршня з різними варіантами КЗ:
а – двигуна 5ТДФ; *б* – двигуна 6ТД-1; *в* – дослідна

Методика прискорених випробувань передбачає чередування двох режимів: максимальної потужності й холостого ходу (1500 хв$^{-1}$). Тривалість роботи на кожному із вказаних режимів по 140 с. Температура повітря на всмоктуванні підтримується у межах 35...40 °С.

По вказаній методиці були випробувані накладки різних двигунів. Накладка поршня двигуна 5ТДФ (рис. 3.13, а) до руйнування відпрацювала 1560 термічних циклів. Аналогічне напрацювання має накладка поршня двигуна 6ТД-1 (рис. 3.13, б). Накладка з КЗ типу “Гесельман” (рис. 3.13, в) зруйнувалася через 1100 термічних циклів.

Досвід експлуатації підтвердив правильність прийнятих конструктивних рішень щодо доведеної конструкції накладки поршня двигуна 6ТД-1.

3.3.2. Прискорені випробування робочого колеса компресора

а) Прискорені випробування робочого колеса компресора двигуна 5ТДФ

На чотиритактних двигунах турбокомпресор має з двигуном газовий зв’язок, тому частота обертання робочих коліс турбіни чи компресора змі-

нюються плавно. При цьому відсутня синхронізація обертання колінчастого вала та вала ТК.

На двотактних двигунах робоче колесо компресора має механічний зв'язок з колінвалом за допомогою підвищуючого редуктора. В такому випадку всі еволюції при обертанні колінчастого вала передаються на робоче колесо компресора. Враховуючи, що передаточне відношення до робочого колеса складає i = 10...12, амплітуда зміни частоти обертання його збільшується відповідно до передаточного відношення. Коливання частоти обертання викликає утомне руйнування робочого колеса.

Робоче колесо компресора двигуна 5ТДФ – закритого типу, з від'ємним обертальним направляючим апаратом (ОНА). Робоче колесо та ОНА встановлені на втулці 3 (рис. 3.14), яка пов'язана з робочим колесом штифтами 4.

Робоче колесо й ОНА виконані методом механічної обробки з деформованого алюмінієвого сплаву АК4-1.

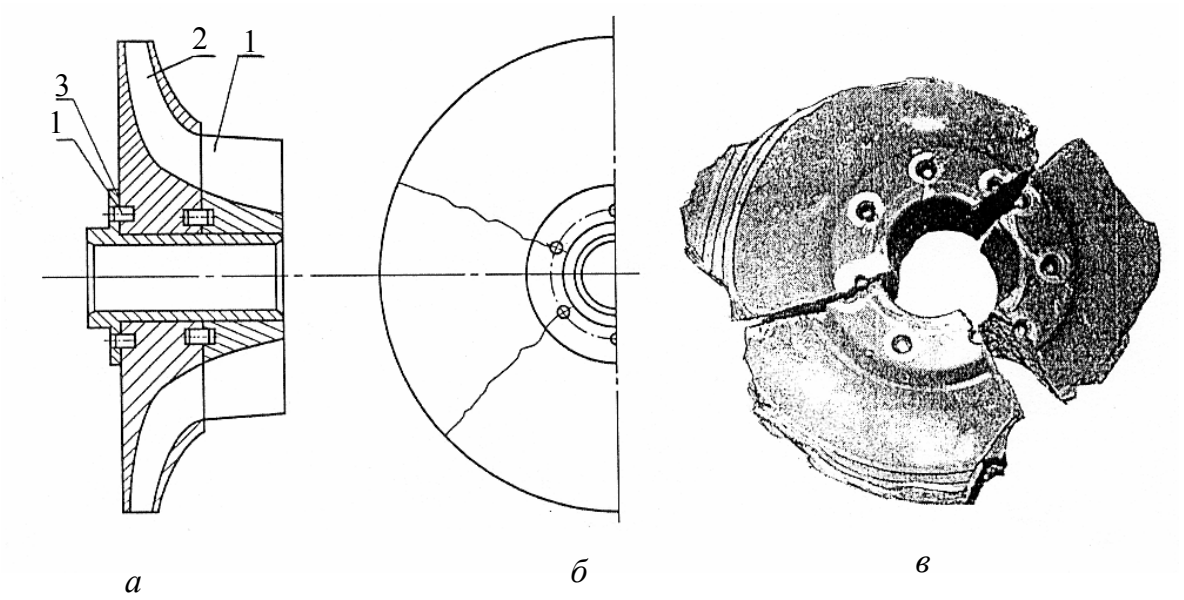


Рисунок 3.14 – Робоче колесо ОНА двигуна 5ТДФ:
а – конструкція колеса; *б* – схема руйнування; *в* – зруйноване колесо; 1 – обертовий направляючий апарат; 2 – робоче колесо; 3 – втулка; 4 – штифти

При зниженні номінальної частоти обертання двигуна 5ТДФ з 300 до 2800 хв$^{-1}$ (на 6,7 %) було змінено передаточне відношення до робочого колеса з 10,8 до 11,6, тобто на 7,4 %.

При проведенні прискореної експлуатації 50-ти об'єктів зі збільшеним передаточним відношенням зруйнувалися 10 робочих коліс у межах 210...355 год. Раніш даний дефект не зареєстровано.

Для визначення причин руйнування робочих колес було запропоновано 4 гіпотези:

- ♦ металургійна – неякісне виготовлення металу;
- ♦ динамічна – закиди частоти обертання, що викликає миттєве руйнування;
- ♦ помпажна;
- ♦ утомна – як результат тривалої природної експлуатації.

Перші три гіпотези не отримали підтвердження. Тому більш ретельно були вивчені умови експлуатації об'єктів при русі в колоні.

Обробка зайнятості об'єкту на різних передачах засвідчила, що біля 50 % руху здійснюється на 4 та 5-й передачах. Осцилографування частоти обертання колінвала засвідчило, що при переключенні з 4-ї на 5-у передачу різко знижується частота обертання до 1800 хв$^{-1}$, а переключення з 5-ї на 4-у передачу супроводжується закидом частоти обертання до 3150 хв$^{-1}$. Частота переключення передач доходить до 7 раз на 1 км шляху. На певних режимах закид частоти обертання може доходити до 3400 хв$^{-1}$.

Проведене ЦІАМ розрахункове дослідження напруженого стану робочого колеса (рис. 3.15) засвідчило, що при закиді частоти обертання до 3400 хв$^{-1}$ максимальні напруги у крильчатці не перевищують 220 МПа, що значно нижче тимчасового опору ($\sigma_в$ = 420 МПа) та межі текучості ($\sigma_т$ = =300 МПа) для алюмінієвого сплаву АК4-1.

Отже причиною руйнування робочого колеса можуть бути концентратори напруг у вигляді отворів під штифти, які знижують його довговічність.

На основі означених положень були обрані такі режими випробувань:

- ◑ мінімальна частота обертання $n_{х.х.min}$ = 1870 ± 30 хв$^{-1}$;
- ◑ частота обертання $n_{х.х_{max}}$ = 3230 ± 30 хв$^{-1}$;
- ◑ частота циклів 0,7...1,0 Гц;

- витрата палива на режимі n = 2800 хв$^{-1}$ дорівнює 100 кг/год;
- гідрогальмуючі пристрої відокремлені;
- затягування фрикційних муфт 38...42 кгхм.

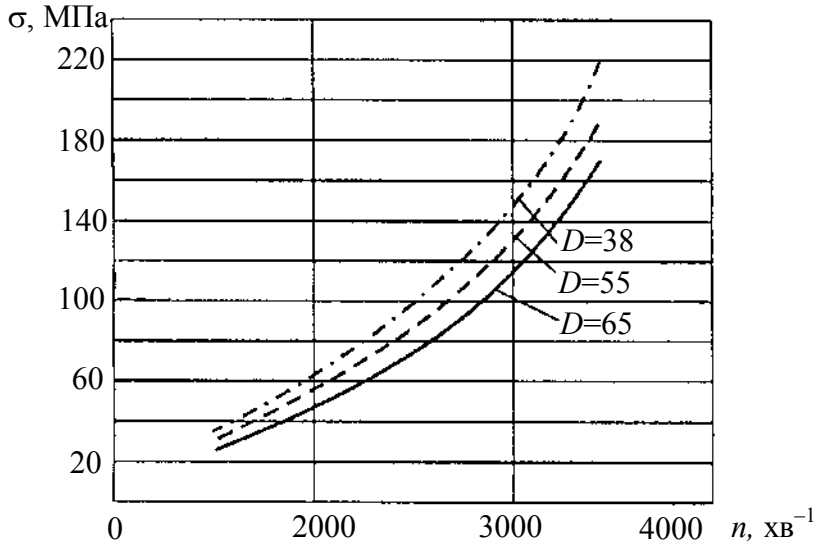


Рисунок 3.15 – Розрахункові напруги в робочому колесі ОНА

Серійні колеса зруйнувалися на вказаних режимах через вплив штифтів у середньому за 5000 циклів (рис. 3.14, в).

Подальше доведення конструкції робочого колеса ОНА було виконано в 3 етапи.

На першому з них:

- перенесені штифти з діаметра 55 мм на діаметр 65 мм в зону менших напруг;
- підвищено чистоту обробки отворів під штифти;
- збільшена кількість штифтів з 6 до 7 з одночасним зменшенням їхнього діаметра з 6 до 5 мм з метою виключити суміщення осей штифтів з площинами лопаток;
- збільшений радіус зкруглення в отворах під штифти з 0,5 до 1,5 мм.

Такі крильчатки руйнувалися у середньому за 145 тис. циклів, що приблизно в 3 рази більше напрацювання серійної крильчатки.

На другому етапі були створені попередні стискуючі напруги в зоні штифтів за рахунок збільшення натягу втулки з 0,02...0,03 мм до 0,07... 0,08 мм. Прискорені випробування засвідчили, що довговічність даного робочого колеса приблизно у два рази вище, ніж робочого колеса із заходами на етапі I (при цьому робоче колесо витримало без руйнувань 300000 циклів).

На третьому етапі, враховуючи позитивний вплив на довговічність робочого колеса стискуючих напруг у районі штифтів, була змінена технологія штамповки робочого колеса (один перехід замість трьох) та термообробка в попередньо обробленому стані. Дані технологічні заходи дозволили в зоні ступиці робочого колеса забезпечити замість розтягуючих напруг (рівня + 1,06 МПа) – стискуючі (0,4...0,8) МПа.

Довговічність доведених робочих коліс підвищилася у 2,5 рази в порівнянні з заходами на етапі II при порівняльних випробуваннях на більш жорстких режимах.

Подальша експлуатація об'єктів підтвердила правильність робочої гіпотези, достовірність методики прискорених випробувань, ефективність робіт по доведенню конструкції колеса ОНА.

б) Прискоренні випробування робочого колеса компресора двигуна 6ТД-1

Зі збільшенням рівня форсування двигунів по літровій потужності потрібно збільшувати ступінь підвищення тиску у компресорі, який у двигуні 6ТД1 складає $\pi_к$ = 3,15. З метою отримання даного $\pi_к$ при доводці конструкції робочого колеса були збільшені:

→ зовнішній діаметр робочого колеса до – 240 мм;

→ колова швидкість – до 415 м/с;

→ передаточне відношення від колінвала до компресора – до 11,8.

При цьому колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса збільшилась приблизно на 10 % у порівнянні з двигуном 5ТДФ, тобто динамічна напруга робочого колеса двигуна 6ТД-1 збільшилась. Враховуючи дану обставину, моменти інерції робочих коліс двигунів 6ТД-1 та 5ТДФ виконані рівними (0,0108 кг×м^2) завдяки використанню напіввідкритого колеса, яке не покриває диска, що різко зменшує напругу у зоні штифтів.

Щоб скоротити термін доводочних випробувань, у зв'язку із зменшенням напруги у зоні штифтів робочого колеса двигуна 6ТД-1, у вище наведеній програмі змінено амплітуду коливань частоти обертання колінчастого вала:

- $n_{x.x_{max}}$ – з 2320 до 3350 хв$^{-1}$;
- $n_{x.x_{min}}$ – з 1870 до 1500 хв$^{-1}$.

У таких умовах колесо двигуна 6ТД-1 відпрацювало до руйнування (середнє напрацювання) 140 тис. циклів.

Досвід тривалої експлуатації підтвердив високу ефективність прийнятих завдяки доводці конструкції робочого колеса компресора двигуна 5ТДФ уточнень конструктивних раніш прийнятих рішень.

3.3.3. Прискорені випробування випускних колекторів

При доводці конструкцій цих важливих елементів перевірялися численні заходи щодо забезпечення надійності їх роботи.

Теплові деформації (розширення) випускного колектора й вхідних патрубків турбіни сприймаються компресорами, що являють собою багатогофрові сильфони (рис. 3.16).

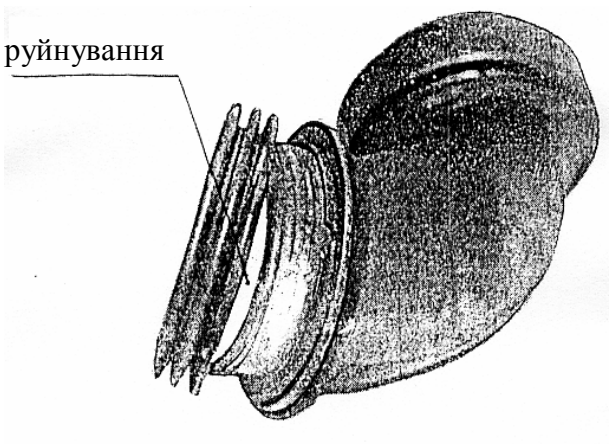


Рисунок 3.16 – Руйнування сильфона при прискорених випробуваннях

У процесі експлуатації мало місце утомне руйнування сильфонів з боку турбіни. Сильфони сприймають теплові й вібраційні навантаження, які й обумовили характер цих руйнувань.

Вимірювання температури випускного колектора засвідчило, що при переході з режиму холостого ходу $n_{x.x}$ = = 1500 хв$^{-1}$ на номінальний режим та назад амплітуда коливань температури складає 440...460 °С та стабілізується за 140 с (рис. 3.8).

Вібрографірування вхідника турбіни засвідчило, що рівень вібрації підвищується зі збільшенням частоти обертання. При роботі двигуна на режимах зовнішньої характеристики рівень вібрації на 30% більше, ніж при роботі на холостому ході. Рівень віброперевантажень вхідника турбіни визначається дисбалансом ротора. При збільшенні дисбалансу ротора зі 1гс×м (за ТУ креслення) до 33 гс×м рівень вібрації на номінальному режимі збільшується в 3 рази. Подібний дисбаланс може виникати при експлуатації при нерівномірному (локальному) відкладенні на поверхнях міжлопатних каналів продуктів розкладання масла й палива.

На основі подібних положень запропонована така методика прискорених доводочних випробувань випускних колекторів:

- чергування режимів номінальної потужності (n = 2800 хв$^{-1}$) та холостого ходу (n = 1500 хв$^{-1}$); тривалість роботи на кожному режимі складала 140 с;
- установка турбіни з максимальним дисбалансом ротора 32...33 гс×м;
- підтримання температури повітря на всмоктуванні 35...40 °С.

На вказаних режимах штатні сильфони зруйнувалися за 15...30 год, або всього за 210...390 циклів термічного навантаження (рис. 3.16).

З метою збільшення піддатливості й міцності від утоми штатний 2-гофровий одношаровий сильфон було замінено на 4-гофровий тришаровий сильфон з товщиною кожного прошарку на 24 мм. На всі сильфони були встановлені стакани й введено обмежуюче кільце (рис. 3.17, позиція 7) з радіальним зазором 0,05...0,28 мм.

Досвідні колектори, які випробувалися на наведених вище режимах, відпрацювали 1300...1600 циклів термічних навантажень, або 100...140 год (тобто в 3...5 разів більше); вони зауважень не мали.

Досвід тривалої експлуатації двигунів 6ТД-1 і об’єктів підтвердив правильність уточнення конструктивних рішень за результатами доведення конструкції випускних колекторів.

Порівняльні характеристики штатного й нового типу випускних колекторів наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Порівняльні характеристики випускних колекторів

Тип випускного колектора	Сильфони		Обмежувач вібрацій	
	з боку колектора	з боку турбіни	з боку колектора	з боку турбіни
Штатний	2-гофровий, одношаровий, товщиною 1мм	3-гофровий, тришаровий, товщина шару 0,24 мм	відсутній	відсутній
Дослідний	4-гофровий, тришаровий, з товщиною кожного прошарку 0,24 мм	- “ -	мається	мається

3.4. Прискорені лабораторні випробування при доведенні конструкцій деталей та вузлів двигунів НТМ

Ефективним й наочним методом прискорених випробувань окремих деталей та вузлів є лабораторні методи, які застосовуються на обладнанні, що моделює чи імітує реальні тепломеханічні, в тому числі й динамічні, навантаження.

Нижче наведені результати лабораторних доводочних випробувань деталей та вузлів НТМ, які проводилися у ХКБД.

3.4.1. Прискорені випробування шатунів

У вихідному варіанті шатуни двигуна 5ТДФ виготовлялися зі сталі 18Х2Н4ВА-Ш з подальшим поліруванням та азотуванням стрижня й внутрішньої поверхні верхньої головки.

У процесі тривалих лабораторних випробувань шатуни руйнувалися по стрижню. Крім того, треба було змінити конструкцію нижньої головки шатуна з метою зміни конфігурації вирізу у циліндрі для зниження витрати масла.

Ефективність заходів по стрижню й нижній головці шатуна перевірялася методом прискорених лабораторних випробувань.

Результати таких лабораторних випробувань стали основою для застосування розроблених конструктивних рішень у серійне виробництво.

Розглянемо етапи цих випробувань.

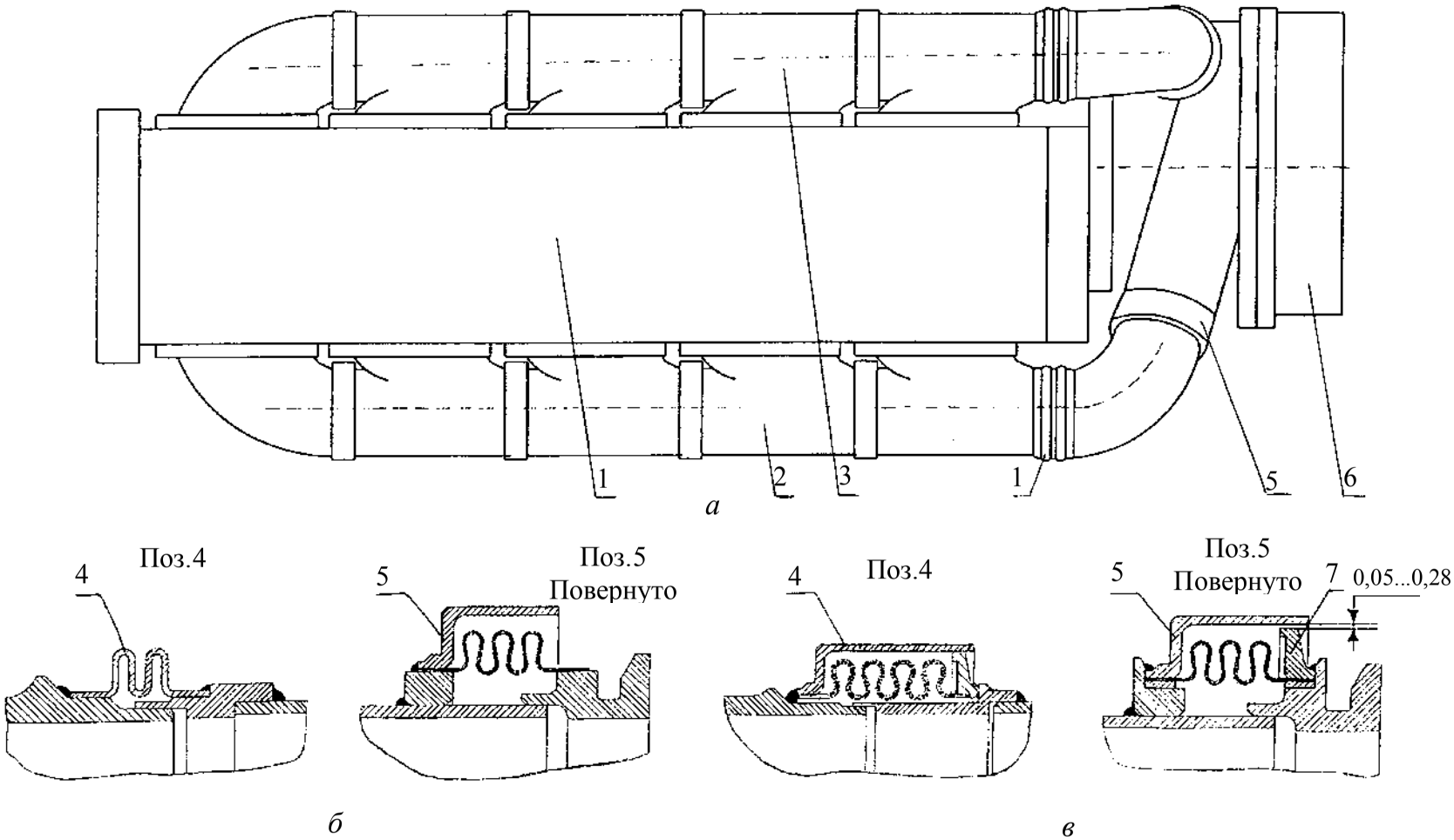


Рисунок 3.17 – Випускні колектори:

а – розміщення колекторів на двигуні; *б* – вихідна конструкція компенсаторів; *в* – нова конструкція компенсаторів; 1 – блок; 2, 3 – випускні колектори; 4, 5 – компенсатори; 6 – турбіна; 7 – обмежуюче кільце

а) Випробування стрижня шатуна

Стрижень шатуна руйнувався специфічно – по середній полиці двотавра в зоні верхньої головки (рис 3.18, а). Руйнування мало утомний характер й починалося на поверхні каналу подачі масла до верхньої головки шатуна.

Для визначення напруг у стрижні шатуна була проведена його статична тензометрія при характері навантаження, що показаний на рисунку 3.18, б.

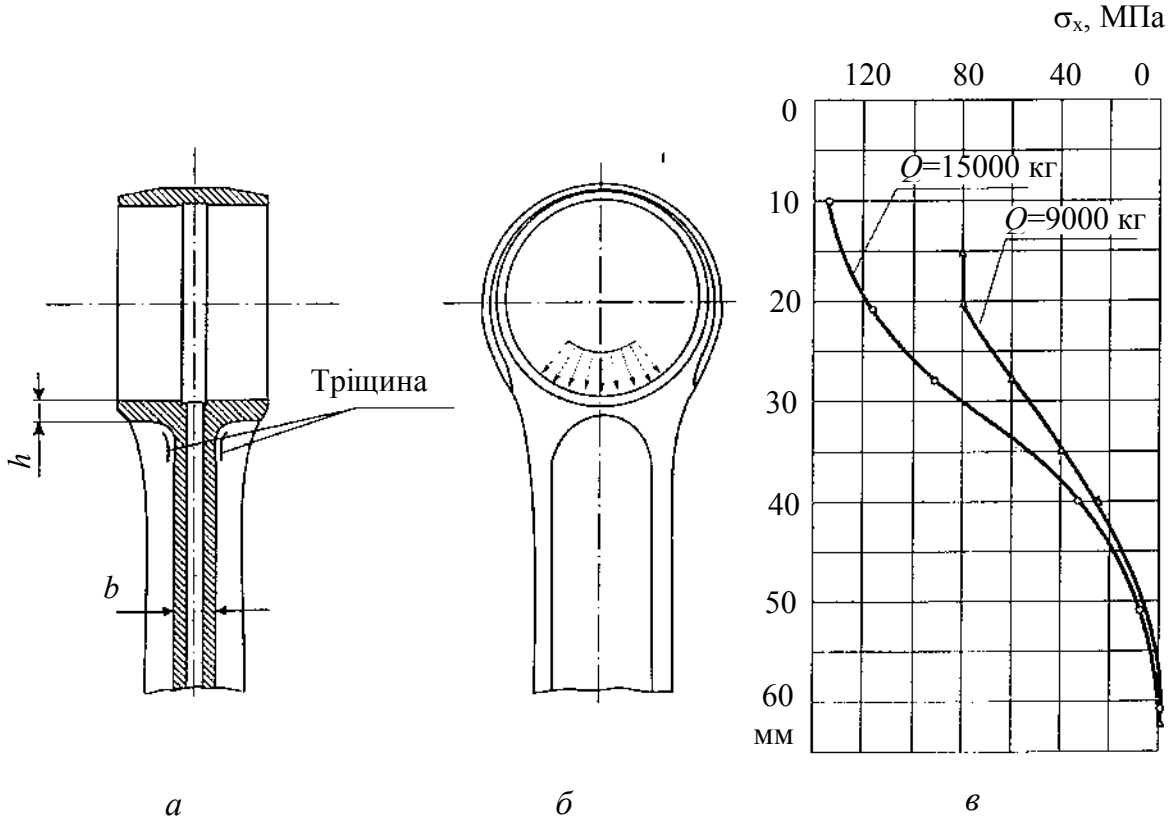


Рисунок 3.18 – Напруження в стрижні шатуна:
а – шатун; *б* – схема навантаження; *в* – напруги розтягування

Тензометрія засвідчила, що при стиску шатуна в середній полиці двотавра виникають розтягуючі напруги. Залежно від величини осьової сили вони сягають 130 МПа (рис. 3.18, в). З урахуванням концентрації напруг у каналі стрижня запас міцності від утоми в зоні максимуму розтягуючих напруг наближається до одиниці, що неприпустимо.

Враховуючи, що максимальні розтягуючі напруги в шатуні виникають тільки під дією стискуючих навантажень, для прискорених випробу-

вань було призначено знакопостійний цикл стиску: P_{max} = 45 т; P_{min} = 10 т (реальний цикл навантажень – стиск 12,5 т; розтягування – 1,5 т). Дані величини навантажень були обрані з умови руйнування шатуна не більше ніж за 10^6 циклів.

Шатун, що випробується, встановлюється в пристосуванні, в якому палець верхньої головки шатуна на 3,5 % менший діаметра розточки верхньої головки шатуна. Вкладиші нижньої головки не застосовувалися. Зазор поміж полувалом та отвором нижньої головки складав 0,07...0,11 мм (рис. 3.19, а).

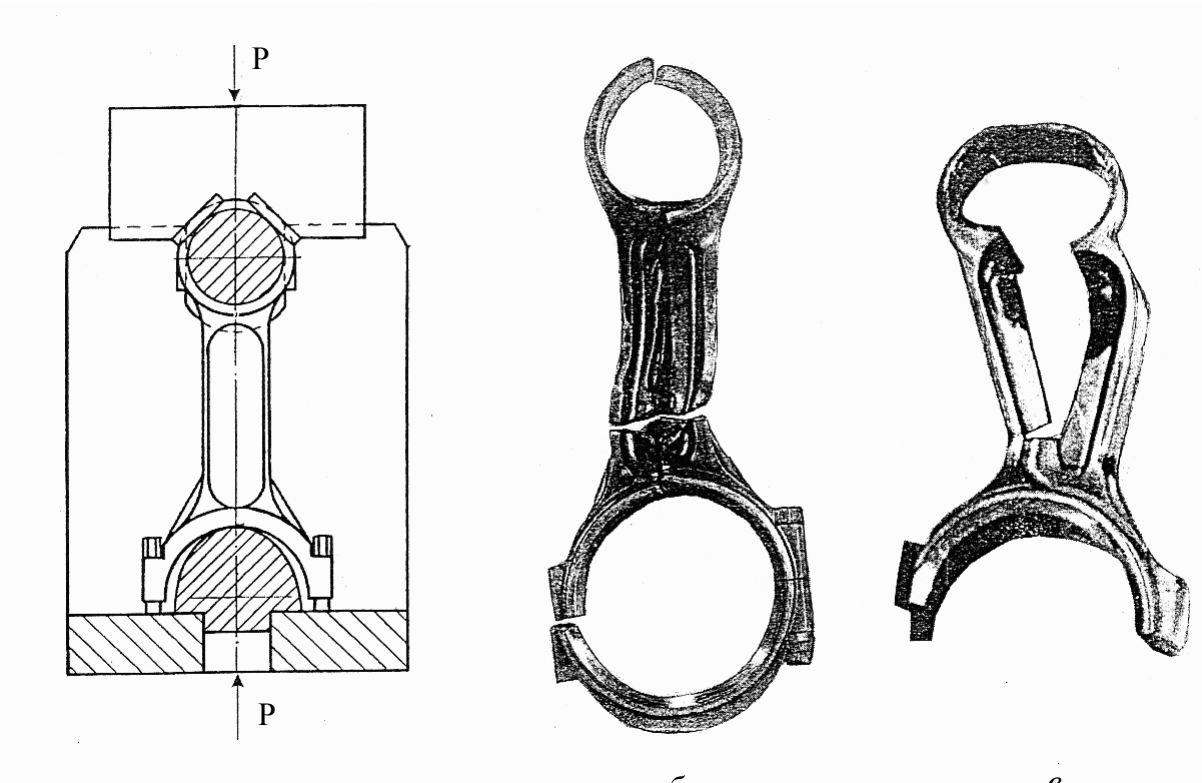


Рисунок 3.19 – Прискорені випробування стрижня шатуна:
а – пристосування для випробувань; *б* – руйнування стрижня шатуна в експлуатації; *в* – руйнування стрижня шатуна при прискорених випробуваннях

При вказаних прискорених випробуваннях серійні шатуни руйнуються через (0,24...0,6)10^6 циклів. Розвиток тріщини повністю відповідав експлуатаційному руйнуванню (рис. 3.19, б та в).

Для усунення поломок шатуна при доводці його конструкції були реалізовані конкретні заходи:

- товщина полички “*h*” збільшена з 6,5 мм до 7,0 мм;
- товщина середньої полиці двотавра “*b*” збільшена з 8 мм до 12мм;
- з метою зменшення уведення свердла збільшений діаметр свердлення для підведення масла з 4 до 4,2 мм;
- для підвищення чистоти поверхні свердлення використана гарматна технологія, що дозволило зменшити шорсткість з Ra = 6,3 мкм до Ra = =1,6 мкм.

Шатуни із вказаними заходами за термін базової кількості циклів не руйнувалися.

Запровадження рекомендацій за результатами доводки конструкції шатуна в серійне виробництво дозволило повністю усунути руйнування шатунів при тривалій експлуатації двигуна.

б) Випробування нижньої головки шатуна

З метою стабілізації витрати масла в процесі тривалих доводочних випробувань було змінено конфігурацію вирізу для проходу шатуна в циліндрі.

При вирізі, показаному на рис. 3.20, а, необхідно маслозйомні кільця виконувати фіксованими, що викликає їх знос й деформацію, які збільшують витрати масла.

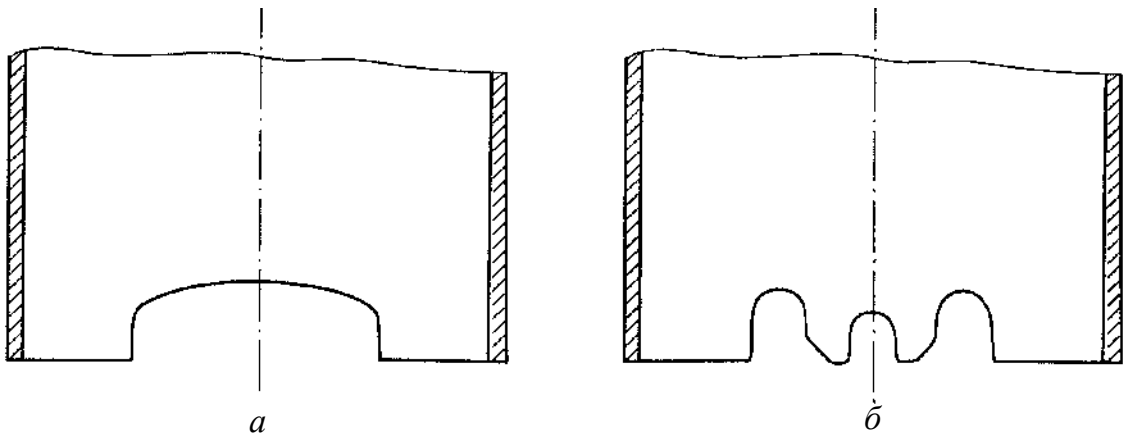


Рисунок 3.20 – Конфігурація вирізу в циліндрі (варіанти)

Для конструкції вирізу на рис. 3.20, б маслозйомне кільце виконується “плаваючим”, але при цьому треба змінювати конструкцію нижньої головки шатуна.

Конструктивні варіанти головки шатуна для обох варіантів вирізів, показані на рис. 3.21.

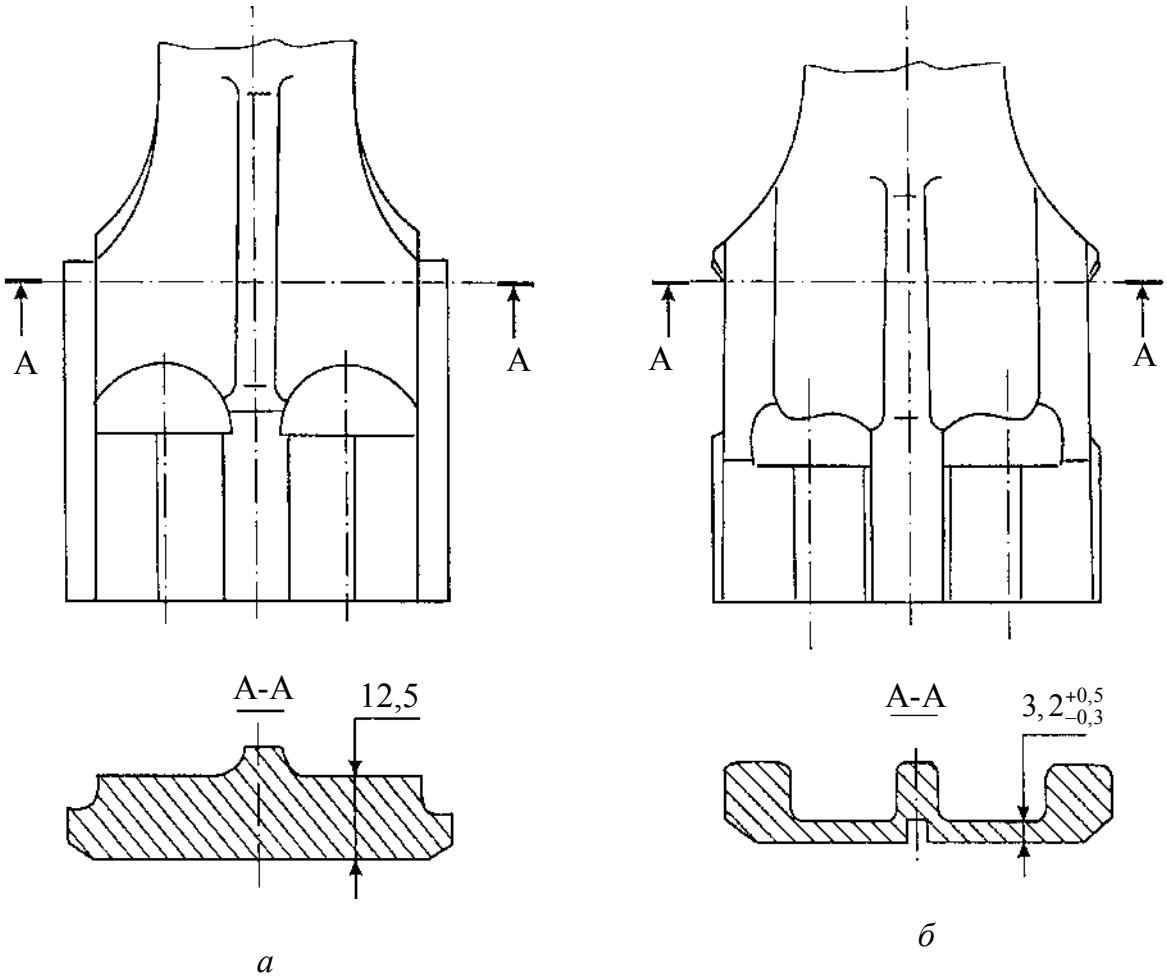


Рисунок 3.21 – Нижня головка шатуна (варіанти відповідають варіантам рис. 3.20)

Товщина стінки нижньої головки зменшена з 12,5 до 3,2 мм, а кількість ребер збільшена з 1 до 3.

Для обґрунтування схеми навантаження при доведенні конструкції нижньої головки було проведено статичне тензометрирування обох варіантів шатунів. Випробування проведені при стиску шатуна силою 12,5 т та розтягуванні – 1,5 т. При циклі навантаження, що відповідає реальним робочим (дійсним) навантаженням, найбільші стискуючі напруги складають 140 МПа, розтягуючі – 83...110 МПа.

Враховуючи низький рівень напруг, для прискорених доводочних випробувань були взяті навантаження, що в 5...6 разів перевищували експлуатаційні:

→ при стиску P_{max} = 70 т; P_{min} = 4 т;

→ при розтягуванні P_{max} = 7,6 т; P_{min} = 1 т;

Випробування на розтягування проведено на базі 10×10^6 циклів; на стиск – на базі 5×10^6 циклів навантажень.

Обидва варіанти конструкції шатуна випробування витримали. Оскільки варіант "б" має переваги щодо зменшення витрати масла, про що вище йшла мова, він за результатами лабораторного доведення і був запроваджений у серійне виробництво.

У процесі такого виробництва мали місце окремі випадки руйнувань нижньої головки шатуна. Дослідженнями встановлено, що причиною руйнування є забоїни на азотованій поверхні шатуна при монтажі його в двигуні. На ребрах нижньої головки шатуна з азотованою поверхнею та без азотування були нанесені забоїни тарированим грумом. Проведені прискорені випробування шатунів за методикою, що викладена вище, показали, що шатун з азотованою поверхнею зруйнувався, тоді як з неазотованою – не зруйнувався. Причина в тому, що азотована поверхня сприяє підвищенню утомної міцності, однак при наявності концентраторів напруг азотування прискорює процес руйнування. Тому азотування стержня й нижньої головки шатуна було виключено, а замість нього застосоване віброгалтування.

Доречно підкреслити, що на розглянутому прикладі особливо вражає логіка і послідовність доведення конструкції шатуна.

3.4.2. Прискорені випробування шарикопідшипників

Шарикопідшипники в двигуні функціонують в умовах постійної зміни частоти обертання, що пов'язано з наявністю крутильних коливань навіть при установці гасителів.

Підшипник складається з внутрішньої та зовнішньої обойм, сепаратора й шариків. Внутрішня обойма встановлюється на вал, що обертається; вона захоплює шарики, а вони, в свою чергу, – сепаратор.

Переміщення шарика по відношенню до сепаратора визначається законом руху внутрішньої обойми:

$$S = a(1 - \cos\omega t),$$

де a – амплітуда коливального руху; ω - кружна частота цього коливального руху; t – час.

При зазорі Δ поміж шариком й сепаратором переміщення та швидкість зближення сепаратора і шарика визначаються формулами:

$$\Delta = a(1 - \cos t_1);$$

$$V = a\omega \sin t_1.$$

Відсіль, нехтуючи малими другого порядку,

$$V = \omega\sqrt{2a\Delta}.$$

Таким чином, швидкість співударів шариків з сепаратором залежить від зазору поміж ними Δ, амплітуди коливального руху a й частоти цього руху ω.

Врахуємо, що зазор Δ між шариком і сепаратором є постійним; можна тоді, вибираючи відповідні a та ω, досягти максимальної енергії означених співударів.

На основі проголошених положень розроблена схема випробування підшипників, де зовнішня обойма обертається з постійною кутовою швидкістю, а внутрішня здійснює коливальні рухи. Зовнішня обойма знаходиться під дією відцентрових сил ваг. У момент зміни кутової швидкості внутрішньої обойми шарик гальмується й виникає удар сепаратора (що рухається за інерцією) в шарик.

Конструкція установки для проведення прискорених випробувань підшипників показана на рис. 3.22. Електродвигун 1 через ремінну передачу 2 рухає чотириланковий механізм 4, що перетворює обертовий рух вала перетворювача 6 у рух гойдання вала 9. Вал 9 пов’язаний із внутрішньою обоймою підшипника 10, що випробується. За допомогою зміни довжини тяги механізму 4 змінюється кут гойдання вала 9. Зовнішня обойма підшипника обертається за допомогою ремінної передачі 5. Навантаження на підшипник створюється вагами 11 та 12.

При випробуваннях підшипників витримувались такі параметри:

- частота обертання зовнішньої обойми – 50 Hz;

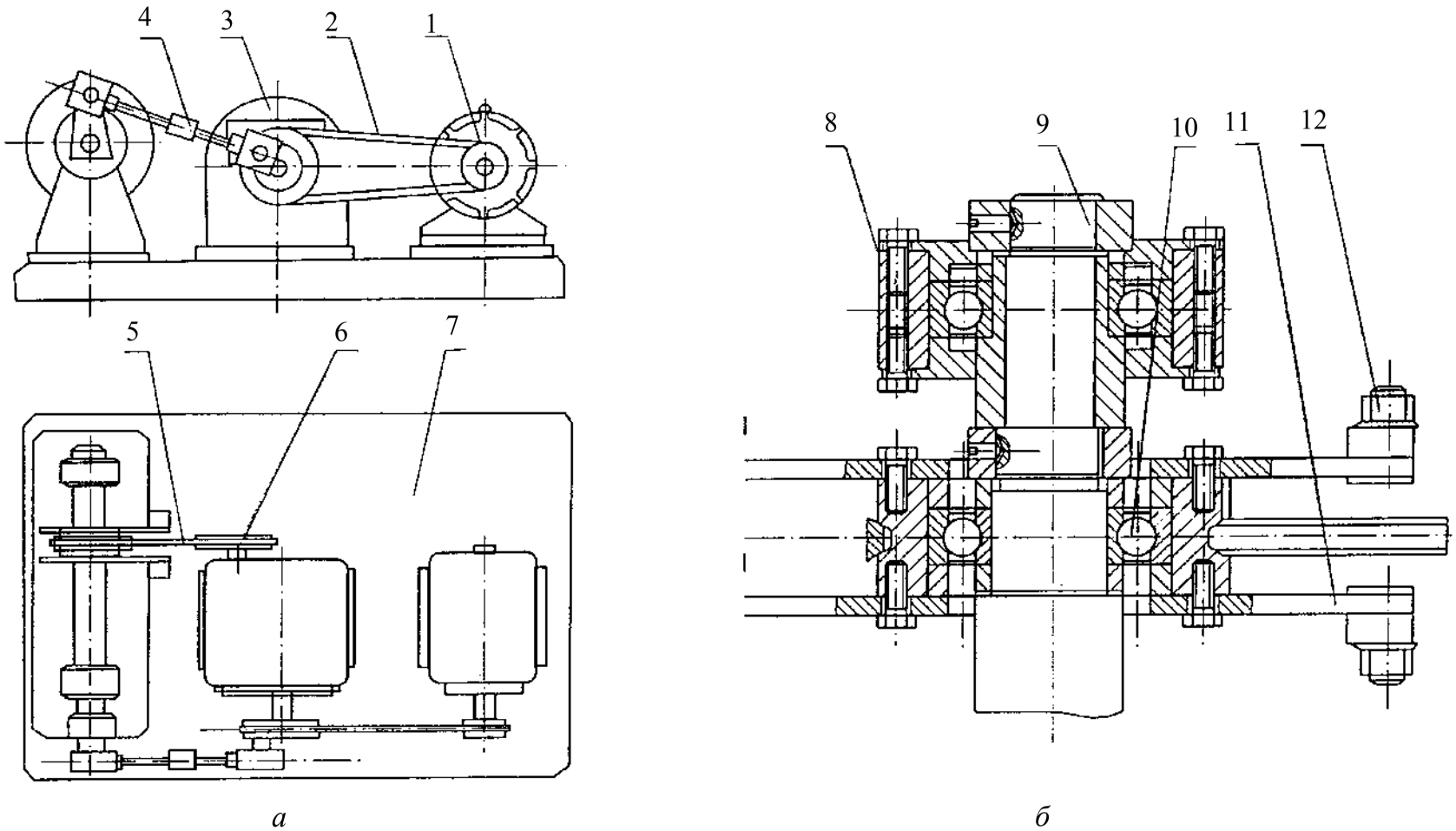


Рисунок 3.22 – Установка для прискореного випробування підшипників:

а – схема установки; *б* – схема навантаження підшипника;
1– електродвигун; 2, 5 – ремні; 3 – перетворювач; 4 – чотириланковий механізм; 6 – вал перетворювача;
7 – рама; 8- опора; 9- вал; 10 – підшипник, що випробується; 11, 12 – ваги

- частота коливального руху внутрішньої обойми – 25 Hz;
- величина розмаху коливального руху – 18°;
- величина радіального навантаження на підшипник – 800 кг.

Тривалість випробувань при цих параметрах не повинна перевищувати 40 млн. циклів. Випробування зупиняються при підвищенні шуму, збільшенні температури підшипникового вузла і т. ін.

За даною методикою проведені прискорені випробування ряду підшипників.

Так, випробування одного з шарикових підшипників засвідчили, що через 25 млн. циклів навантажень виникло розходження щік сепаратора до 1,2 мм, а одна з заклепок навіть розірвалась (рис.3.23).

Методика прискорених випробувань підшипників дозволяє суттєво скоротити строк запровадження нових підшипників та забезпечити економію часу та матеріальних ресурсів на доведення підшипникового вузла.

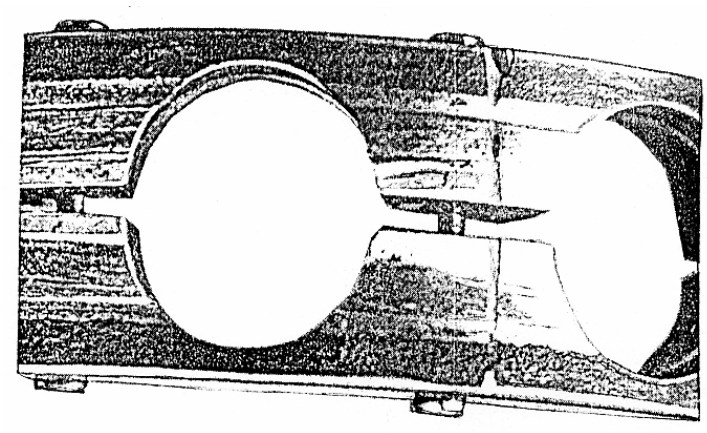


Рисунок 3.23 – Сепаратор підшипника шарикового після прискорених випробувань під навантаженням

Підкреслимо, що доведення конструкції такого вузла відтворювало специфіку нестаціонарних умов його функціонування на двигуні НТМ.

3.4.3. Прискорені доводочні випробування нагнітаючих масляних насосів на кавітаційну стійкість

На двигунах типу 5ТДФ застосовуються шестіренчасті масляні насоси; максимальна частота обертання шестірень 4380 хв$^{-1}$. При лабораторних та стендових випробуваннях двигуна масляні насоси не мають ознак кавітації. Пояснюється це тим, що при стендових випробуваннях відсутні перемінні режими, характерні для експлуатації.

При таких режимах, коли різко змінюється частота обертання насоса або знижується рівень масла у баку, зменшується тиск масла на вході в насос. Бульби, які при цьому утворюються , переносяться зубцями шестерень, і у місці виходу масла в порожнину нагнітання (кромка А, рис. 3.24) виникає "зхлопування" бульб та руйнування кромок корпусу насоса.

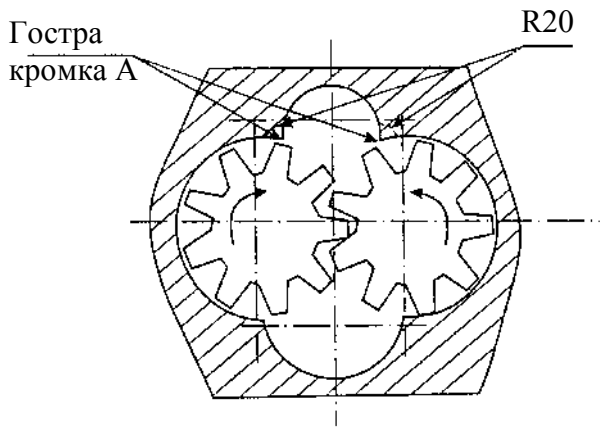


Рисунок 3.24 – Конструкція нагнітального масляного насоса

Основні параметри потоку рідини та кавітаційний коефіцієнт перебувають у такій залежності:

$$K = \frac{p_0 - p_v}{\rho \times \frac{V_0^2}{2}},$$

де ρ – густина рідини; V_0, p_0 – швидкість та тиск незбудженого потоку; p_v – тиск насичених парів.

Звідси маємо, що при моделюванні кавітаційного руху рідини у лабораторних умовах треба впливати на параметри p_0 та V_0.

З цією метою було розроблено пульсатор тиску, що являє собою порожнистий ротор, який обертається, з 6-ма подовженими вікнами. При обертанні ротора потік масла періодично дроселюється, імітуючи зміну частоти обертання.

Випробування проводилися при таких параметрах:

- частота обертання шестірень – 4380 хв$^{-1}$;
- частота обертання ротора пульсатора – 2 хв$^{-1}$;
- тиск на вході в насос – мінус 0,03 МПа;
- тиск на виході з насоса – 1,5 МПа;
- температура масла – 90...100 °С.

Кавітаційні пошкодження, аналогічні експлуатаційним, виникали через 40 годин роботи. Тобто коефіцієнт прискорення дорівнював 10.

Для усунення кавітаційних руйнувань гостру кромку було закруглено радіусом R20 (рис. 3.24, пунктир).

При численних перевірках даного заходу методом прискорених випробувань та при реальній експлуатації була підтверджена ефективність

конструктивних змін за результатами доводки насосів щодо їх кавітаційної стійкості.

3.4.4. Утомні випробування ресор

На двигунах типу 5ТДФ для приводу агрегатів та вузлів використовуються ресори, що виконують функцію противідмовного захисту.

Тому, з одного боку, ресора повинна мати достатню податливість, а з іншого, –необхідний запас міцності.

Найбільші напруги в ресорі виникають при пусках, інтенсивних розгонах та зниженнях частоти обертання колінвала, а також від крутильних коливань у робочому діапазоні частот обертання.

На рис. 3.25 показані види руйнування ресор.

При різкому наборі або зниженні частоти обертання маси з високим моментом інерції (наприклад, крильчатка компресора) гальмують процес розгону або ударяють по ресорі при різкому гальмуванні колінчастого вала. В такому випадку виникає силовий зріз ресори під кутом 90° до осі без ознак утоми (рис. 3.25, а).

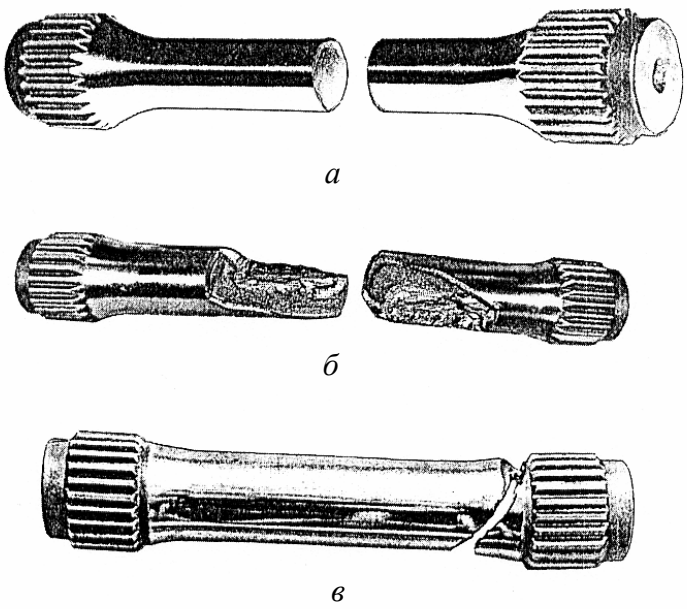


Рисунок 3.25 – Види руйнування ресор:
а – силовий зріз;
б – руйнування по циліндричній часті;
в – руйнування по галтелі

За наявності крутильних коливань, що характерно для пуску, на ресорі у центральній циліндричній зоні з'являються кольори мінливості через інтенсивне закручення, що у подальшому викликає її руйнування.

Останнє носить утомний характер й розташоване під кутом 45° до осі ресори (рис. 3.25, б).

За наявності концентраторів напруг вони є ініціаторами руйнувань. На рис. 3.25, в показано, що руйнування ресори виникло у місці виходу шліців на галтель.

Оскільки причини руйнування, як бачимо, різні, заходи для його усунення також неоднакові. При силовому зрізі, наприклад, треба знизити діючі напруги за рахунок збільшення діаметра циліндричної частини ресори або використати матеріал з більш високими механічними властивостями.

У разі руйнування від утоми по циліндричній частині ресори необхідно підібрати для неї таку жорсткість, яка б виключила чи зменшила небезпечні крутильні коливання при пусках двигуна.

Нарешті, при руйнуваннях від утоми від концентраторів напруг необхідно зменшити їх вплив на рівень тривалої міцності.

Таким чином, руйнування ресор викликається не рівнем робочих статичних навантажень, а різкими динамічними перевантаженнями, в основному, при крутильних коливаннях. Це стає причиною появи високих перемінних напруг у циліндричній зоні ресори. Тому методика прискорених випробувань ресор має бути націленою на створення перемінних напруг кручення за симетричним або асиметричним циклами.

Відтворення даного виду навантаження у лабораторних умовах було здійснено за рахунок нерухомого закріплення одного кінця ресори та навантаження іншого її кінця.

Навантаження ресори може бути здійснено за однією із схем: або на резонансній крутній машині, або на пульсаторі, який перетворює зворотно-поступальний рух у коливальний за рахунок плеча ресори й напрямку прикладення сили. Вказана методика дозволяє повністю відтворити експлуатаційні руйнування.

Ресори виготовляються з високолегованих сталей марки 18Х2Н4МА-Ш або марки 45ХНМФА-Ш. Центральна зона ресори та галтель шліфуються, поліруються й накатуються роликом. Оскільки зона руйнування виникає у місці виходу шліців на галтель, западини шліців також накатуються роликом (режим накатування: радіус закруглення ролика 0,7 мм; зусилля на ролик 1200 кгс; швидкість переміщення ролика

50 см/хв.). Порівняльні випробування ресор з ціанованими та накатаними шліцями виконані на резонансній машині кручення на базі 7×10^6 циклів навантаження. Межа витривалості ресор із накатуванням шліців роликом складала 578 МПа проти 290 МПа у ресор з ціанованими шлицями.

З метою подальшого підвищення міцності від утоми заготовка ресори приводу компресора виготовляється методом гідроекструзії з подальшим висаджуванням головок ресори під шліці.

За означеною методикою були успішно відпрацьовані й доведені конструкція та технологія виготовлення ресор приводу компресора, зв'язка турбіни і компресора та приводи агрегатів.

3.4.5. Прискорені випробування плунжерних пар ПНВТ

Визначення впливів матеріалів та покрить, конструктивних особливостей окремих елементів плунжерних пар паливних насосів високого тиску (ПНВТ) здійснюється методом прискорених випробувань на зносостійкість рис. 3.26.

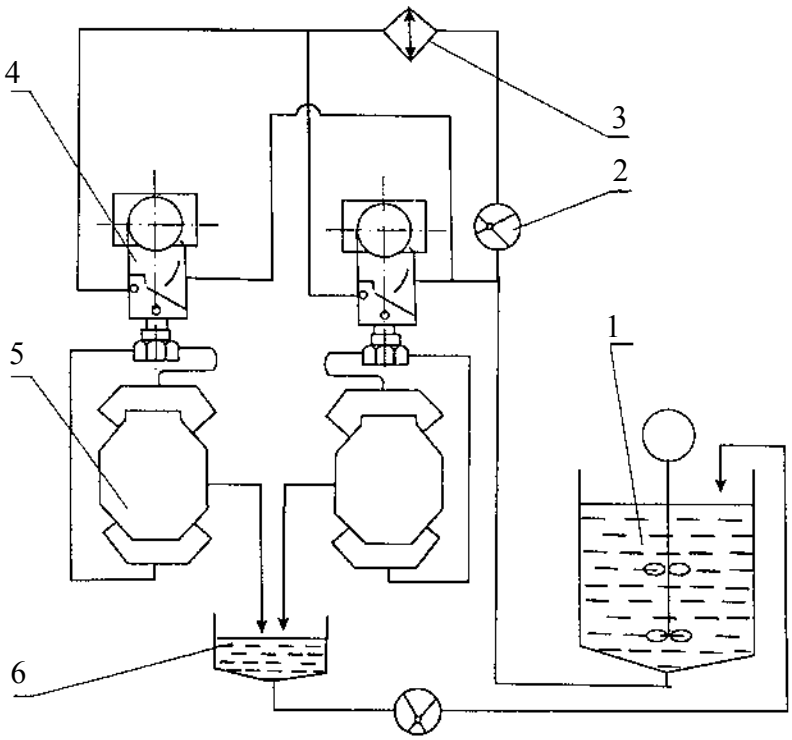


Рисунок 3.26 – Схема стенда для прискорених випробувань паливної апаратури:
1 – витратний бак; 2 – паливопідкачувальний насос; 3 – холодильник; 4 – ПНВТ; 5 – розподільна головка; 6 – зливний бак

Одночасно випробуються два ПНВТ. Перемішування палива з пилом здійснюється у баку 1, паливо при цьому постійно перемішується для підтримання абразивних часток кварцового пилу у завислому стані. Концентрація пилу складає 0,01 г/л, питома поверхня – 5560 $см^2$/г. Випробування відбуваються на режимі 2000 $хв^{-1}$ без фільтрів у ПНВТ. Тривалість випробувань складає 10 годин.

Оцінюють зносостійкість плунжерних пар по втраті продуктивності, змінам гідравлічної та статичної густин.

Продуктивність паливного насосу після випробувань визначається на режимах 2800; 2000; 200 $хв^{-1}$ й порівнюється з вихідною.

Статична густина вимірюється на гирьовому стенді, оснащеному електросекундоміром.

Гідравлічна густина оцінюється за величиною максимального тиску, що створює плунжерна пара на пускових режимах 100 $хв^{-1}$.

Наведемо основні результати випробувань:

- плунжерні пари з максимальною щільністю після пилових випробувань мають втрати на пускових частотах у 1,4...1,5 разів менші, ніж при мінімальній щільності; це підтвердили порівняння плунжерних пар, які мають статичну густину за верхньою та нижньою межами;
- скручення гострих кромок на торці плунжера збільшує знос у порівнянні з плунжером, що має гострі кромки;
- азотовані плунжерні пари із сталі 30ХЗМФСА відрізняються у 2 рази більшою зносостійкістю у порівнянні з парою із сталі ШХ-15.

За результатами такої доводки азотовані плунжерні пари із сталі 30ХЗМФСА запроваджені на двигунах 6ТД-1, 6ТД-2, 3ТД.

3.4.6. Прискорені вібраційні випробування шестірень

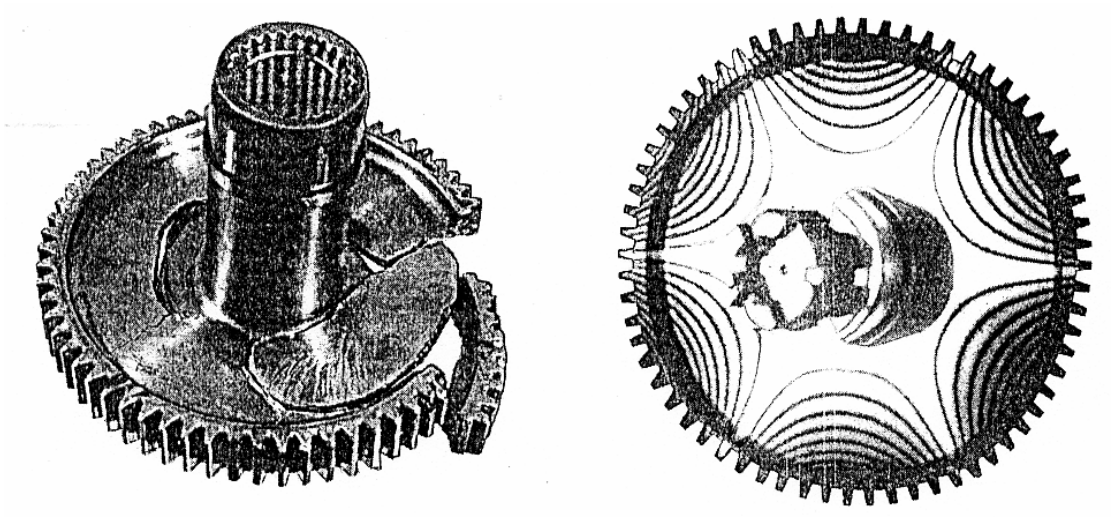
На двигуні 6ТД-1 потужність, що витрачається на привод компресора на номінальному режимі, складає 287 кВт; до робочого колеса компресора потужність підводиться двома потоками: від турбіни – 132 кВт та від колінчастого вала – 155 кВт.

У процесі експлуатації відмічалися руйнування шестірні компресора, яка передає потік потужності від турбіни (рис. 3.27, а). Характер перелому свідчить, що руйнування шестірні виникло в полотні за секторами з кутом 60°; характер злому – утомний. Однією з причин руйнування полотна дис-

ка шестірні можуть бути згинальні коливання у зв'язку з наявністю осьової збурюючої сили, яка виникає через неспіввісності й різну податливість опор.

Дослідження форм і частот коливання диска шестірні виконувались на установці, де шестірня, що випробувалася, та п'єзокерамічний вібратор конструкції ЦІАМ установлювалися на жорсткій, масивній опорі. Форма коливань зареєстрована методом голографії. Для відновлення запису на фотопластинах голограма висвітлювалась лазерним пучком та фотографувалася. Це зображення дозволяє судити щодо форми коливань (рис.3.27, б).

Із порівняння голограми бачимо, що показаному вище виду руйнування шестірні відповідає трирезонансна форма коливань з частотою 3060 Гц. Проведеним тензометруванням шестірні встановлено, що резонансні коливання виникають у робочому діапазоні з частотами 860...1000 Гц та 3500...4000 Гц.



а *б*

Рисунок 3.27 – Характеристики руйнування шестірні приводу компресора:

а – в експлуатації; *б* – голограма коливань полотна шестірні

Результати досліджень голограм з різними формами коливань свідчать про те, що форма і частота коливань залежать й від геометричних розмірів шестерні. Збільшення товщини полотна з 5 до 7 мм, товщини ободу з 5 до 8 мм та зміна модуля зачеплення з 20 до 28° показали, що трире-

зонансна форма коливань виникає при частоті 4920 Гц. Виникнення таких резонансних коливань (при надвисокій частоті) на двигуні маловірогідне.

Розроблена методика доведення за допомогою голографічних досліджень шестірень відзначається високою достовірністю й наочністю, дозволяє застосувати обґрунтовані заходи щодо збільшення міцності шестерень без тривалих випробувань на двигуні.

Контрольні запитання та завдання

1. Обґрунтуйте ефективність доводки деталей та вузлів двигунів НТМ на прикладі вітчизняних двигунів типу 5ТДФ.
2. Які цикли характеризують навантаження двигуна при прискорених випробуваннях з відтворюванням експлуатаційних режимів?
3. Які особливості доводки конструкції поршневої групи?
4. Які особливості прискорених доводочних випробувань робочих колес компресорів наддуву?
5. Які особливості доводки випускних колекторів?
6. Обґрунтуйте ефективність та наочність доводки конструкцій деталей та вузлів двигуна на лабораторних стендах.
7. Охарактеризуйте операції доводки шатунів.
8. Охарактеризуйте операції доводки шарикопідшипників в нестаціонарних умовах.
9. Охарактеризуйте доводочні випробування нагнітальних маслонасосів на кавітаційну стійкість.
10. Охарактеризуйте утомні випробування ресор приводу компресора.
11. Які особливості прискорених випробувань плунжерних пар ПНВТ?
12. Охарактеризуйте прискорені вібраційні випробування шестірень передач двигуна.

Глава 4. ОСНОВИ ДОВОДКИ КОНСТРУКЦІЙ ОБ'ЄКТОВИХ СИСТЕМ ДВИГУНІВ НТМ

У главі 3 цього підручника розглянуто прискорену доводку конструкцій деталей та вузлів НТМ на випробувальних моторних чи лабораторних стендах з подальшою оцінкою результатів у порівнянні з даними реальної тривалої експлуатації. Прискорення випробувань суттєво скорочує термін робіт з доводки, що актуально, бо це скорочує і сам процес розробки нового двигуна.

Однак такий підхід недоречно застосовувати для доводки систем, що обслуговують двигун (повітропостачання, паливоподачі, випуску, охолодження, змащення, пуску).

Це пов'язано з тим, що умови функціонування систем у складі об'єкта мають відміни від стендових чи лабораторних умов.

По-перше, системи двигуна найтісніше пов'язані поміж собою і, що головне, – з процесами в циліндрах, трансмісії тощо. Моделювати чи імітувати ці складні взаємозв'язки означає йти на переускладнення випробувань (і доводку) систем двигуна, а в багатьох випадках, натрапляти на неможливість коректно відтворити ці взаємозв'язки.

По-друге, середовище усередині моторно-трансмісійного відділення (МТВ) суттєво відрізняється від зовнішнього, по відношенню до НТМ, середовища.

Нарешті, діяння САР двигуна і НТМ практично неможливо відтворити при означеному моделюванні чи імітуванні умов роботи систем двигуна.

Сказане підтверджує необхідність і доцільність доводки конструкцій систем двигуна саме у складі об'єкта.

4.1. Основи доводки систем повітропостачання

Питання щодо доводки агрегата наддуву розглянуто вище у главі 3.

У цьому розділі зосередимося на доводці інших важливих агрегатів цієї системи.

4.1.1. Аналіз особливостей функціонування систем повітропостачання в об'єкті

Функція очищення випускного заряду від пилу безпосередньо пов'язана з перебуванням системи повітропостачання в складі об'єкта. З цим же пов'язані і такі особливості функціонування, як підігрів повітря в умовах МТВ та втрати повітря на потреби об'єкта.

Для реалізації всіх трьох функцій треба відбирати помітну долю агрегатної потужності двигуна.

Розглянемо такі особливості детальніше.

Двигуни НТМ тривалий час працюють в умовах високого запилювання повітря. Запилення залежить від типу доріг, зони клімату, характеру руху машин (у колоні або окремо), напрямку вітру і т.д.

Основний вплив на знос циліндропоршневої групи (ЦПГ) чинить вміст окису кремнію в пилу.

Ефективність очищення повітря оцінюється коефіцієнтом очищення η_0 (%), при чому

$$\eta_0 = \left(1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_1}\right) 100,$$

де φ_1 та φ_2 – запилення на вході й виході з повітроочисника (г/м^3 або г/кг), відповідно.

Експериментально встановлено, що для надійної роботи ЦПГ η_0 має сягати 99,8 %.

Коефіцієнт очищення визначає якість роботи повітроочисника, а кількість пилу, що всмоктується двигуном, оцінюється коефіцієнтом пропускання

$$\varepsilon_{пр}(\%) = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} 100,$$

тобто $\varepsilon_{пр} = 100 - \eta_0$.

Треба підкреслити, що при пропусканні повітря крізь засоби його очищення доводиться переборювати аероопір цих засобів.

Аеродинамічна досконалість системи очищення повітря оцінюється гідравлічним опором, який для нового (незабрудненого) повітроочищування не має, згідно зі стандартом, перевищувати 1350 мм вод. ст. У процесі експлуатації дозволяється короткочасне (до однієї години) перевищення опору до 1600 мм вод. ст. Про підвищення опору сигналізує спеціальний датчик, який нагадує щодо необхідності промивання повітроочисника. При роботі НТМ у найбільш запилених зонах (пустелях, наприклад) промивання цього засобу треба робити через кожні 1000 км пробігу.

У зв'язку з наявністю опору повітроочисника негативно змінюються параметри повітря на вході в компресор.

При випробуванні власне компресора на стенді параметри компресора оцінюють ступенем підвищення тиску $\pi_к$ й витратою повітря:

$$\pi_к = \frac{p_к}{p_н},$$

де $p_к$, $p_н$ – початковий та кінцевий тиски повітря відповідно. Початковий тиск повітря дорівнює атмосферному тиску, тобто $p_н = p_{атм}$.

При випробуванні двигуна в об'єкті, тобто з повітроочисником, початковий тиск на вході у компресор менший на величину опору $\Delta p_{п.о}$ повітроочисника, тобто

$$p_н = p_{атм} - \Delta p_{п.о}.$$

Тому кінцевий тиск повітря (тиск наддуву) буде меншим $\pi_к$, визначеного на стенді:

$$p_к = \pi_к \left(p_{атм} - \Delta p_{п.о}\right).$$

Для $\Delta p_{п.о}$ = 1350 мм вод. ст. (новий повітроочищувач)

$$p_к = \pi_к \left(1{,}033 - 0{,}135\right) = 0{,}898\pi_к .$$

Таким чином, частка потужності, що забирає компресор, витрачається на додатковий стиск повітря у зв'язку з наявністю опору на впуску. Величина втрат потужності через наявність опору на впуску оцінюється залежністю:

$$\Delta P_{\text{гидр}} = \left\{ 5{,}5 \times 10^{-6} \times \alpha \times \varphi \times в \times T_0 \left(1 + \overline{\Delta G}_{\text{пов}}\right) \left[1 - \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{атм}}} \right)^{\frac{0{,}286}{\tau}} \right] \right\} P_e,$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря;

φ – коефіцієнт продувки;

$в$ – питома ефективна витрата палива;

T_0, $p_{\text{атм}}$ – температура і тиск навколишнього середовища;

$p_{\text{н}}$ – тиск на вході в компресор;

$P_{\text{е}}$ – потужність двигуна в об'єкті, приведена до нормальних умов T_0, $p_{\text{атм}}$;

$\overline{\Delta G}_{\text{пов}} = \dfrac{\Delta G_{\text{пов}}}{G_{\text{двс}}}$ – відносна витрата повітря на потреби об'єкта.

Для двигунів типу 5ТДФ та інших величини втрат потужності через наявність опору на вході в компресор показані в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Витрати потужності двигуна через наявність опору на вході в компресор

Об'єкт	Двигун	Потужність в стендових умовах, кВт	Тиск на вході у компресор, мм вод. ст.	Зниження потужності, кВт	Відносне зниження потужності, %
БТР94	3ТД	206	500	2,2	1,07
Т64А	5ТДФ	515	1350	11,7	2,27
Т80УД	6ТД-1	735	1350	16,9	2,30
Т84	6ТД-2	882	1350	24,2	2.74

Таким чином, для цих двигунів за наявності опору на вході у компресор на рівні 1350 мм вод. ст. втрати потужності складають 2,3...2,75 % від ефективної потужності двигуна, тобто відповідне зниження агрегатної потужності об'єкта складає біля 0,25 % на кожні 100 мм вод. ст. збільшення опору повітроочисника. Із збільшенням потужності двигуна відносні втрати її збільшуються, оскільки більше потужності забирає компресор.

При доводці двигуна у складі об'єкта треба враховувати новий рівень агрегатної потужності двигуна.

Другою причиною зниження потужності в об'єктових умовах у порівнянні із стендовими є підігрів повітря. Це пов'язано з тим, що повітроочисник виконує свої функції в умовах обмеженого об'єму МТВ. Тому по-

вітря, проходячи крізь повітроочисник, підігрівається; величина підігріву у МТВ, наприклад, танку Т64 складає 5...8 °С. Внаслідок підігріву повітря знижується коефіцієнт наповнення й підвищується температура випускних газів, що викликає збільшення тиску в випускних колекторах й зниження витрати повітря. На двигунах типу 5ТДФ та його модифікаціях збільшення температури повітря на 1 °С у порівнянні з нормальними умовами викликає зниження потужності на 0,8...1,1 кВт, тобто у середньому на 0,9 кВт, та підвищення температури випускних газів на 4 °С.

Поточні зміни потужності і температури випускних газів можуть бути подані у вигляді

$$\Delta P_{\text{під}} = 0{,}9(t - 20\ °\text{C});$$

$$\Delta t_{\text{газ}_{\text{під}}} = 4(t - 20\ °\text{C}),$$

де t – поточна температура повітря після повітроочисника.

Таким чином, у результаті підігріву повітря потужність в об'єктових умовах знижується на ~ 6 кВт.

Частка повітря, що виходить з компресора наддуву, використовується на потреби самого об'єкта, в тому числі для:

→ автоматичного вилучення пилу із пилозбірника повітроочищувача;

→ обдуву компресора повітряного охолодження типу АК150СВ;

→ очищення оглядових приладів об'єкта.

Кількість повітря, яке відбирається, залежить від типу компресора високого тиску – з повітряним або водяним охолодженням, коефіцієнта очищення η_0 та ін.

Це безпосередні витрати повітря, оскільки роботу, що ними пов'язано, витрачено на стиск повітря, який не бере участі у процесі згоряння палива у двигуні.

Тому при проектуванні чи доводці компресора треба враховувати вказані втрати.

Витрати повітря через компресор

$$G_{\text{комп}} = G_{\text{двиг}} + \Delta G_{\text{пов}},$$

де G, $G_{\text{двиг}}, \Delta G_{\text{пов}}$ – відповідно витрати повітря через компресор, двигун та на потреби об'єкта.

Зниження потужності двигуна у зв'язку з відбиранням стиснутого повітря на потреби об'єкта

$$\Delta P_{\text{відб}} = \left\{ 5{,}5 \times 10^{-6} \times \alpha \times \rho \times в \times T_0 \times \overline{\Delta G}_{\text{пов}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{к}}} \right)^{\frac{0{,}286}{\eta}} \right] \right\}.$$

Результати розрахунків викладені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Зниження потужності двигуна у зв'язку з відбиранням стиснутого повітря

Об'єкт	Двигун	Потужність, кВт	Витрата повітря, кг/с			Зниження потужності	
			через компресор	через двигун	на потреби об'єкта	абсолютне, кВт	відносне, %
БТР	3ТД	206	0,45	0,45	0	0	0
Т64А	5ТДФ	515	1,23	1,11	0,12	6,6	1,28
Т80УД	6ТД-1	735	1,75	1,60	0,15	20,6	2,80
Т84	6ТД-2	882	1,85	1,70	0,15	27,9	3,16

Із наведених даних бачимо, що із-за відбирання стиснутого повітря на потреби об'єкта втрати потужності можуть складати більше 3 % від ефективної потужності двигуна.

З метою зниження втрат потужності при ежекції пилу для автоматичного його вилучення із повітроочисника іноді використовують випускні гази або вентилятори з електроприводом. З цією метою застосовують компресори високого тиску з водяним охолодженням (компресор типу ТК150) замість компресорів з повітряним охолодженням (компресор типу АК150).

Аналіз сумарних втрат потужності двигуна приводить до висновку, що такі втрати складають:

$$\Delta P_{\text{сум}} = \Delta P_{\text{гідр}} + \Delta P_{\text{під}} + \Delta P_{\text{відб}},$$

де $\Delta P_{\text{гідр}}$, $\Delta P_{\text{під}}$, $\Delta P_{\text{відб}}$ – втрати потужності, відповідно гідравлічні, від підігріву, від відбирання стиснутого повітря на потреби об'єкта.

Наприклад, для двигунів типу 6ТД ці втрати складають:

по двигуну 6ТД-1 $\Delta P_{\text{сум}}$ = 16,9 + 6 + 20,6 = 43,5 кВт або 5,9 %;

по двигуну 6ТД-2 $\Delta P_{\text{сум}}$ = 24,2 + 6 + 27,9 = 58,5 кВт або 6,6 %.

Вищесказане означає, що при використанні циклонного повітроочисника з автоматичним вилученням пилу за допомогою енергії стиснутого повітря втрати потужності, обумовлені впускним трактом, можуть сягати ~ 6,5% від рівня стендової агрегатної потужності двигуна. Можна стверджувати, що на ці ~ 6,5% рівень об'єктової агрегатної потужності двигуна НТМ менший, ніж рівень стендової агрегатної потужності.

Це треба враховувати при об'єктових випробуваннях будь-яких систем, що обслуговують двигун у складі НТМ.

4.1.2. Основи доводки засобів очищення повітря у складі НТМ

Вище підкреслювалося, що у главі 3 була приділена увага доводці турбокомпресора для наддуву, як основного агрегата системи повітропостачання двигуна НТМ.

Виходячи з екстремальних умов використання двигуна НТМ, засоби очищення повітря грають суттєву роль при забезпеченні заданого ресурсу (зносної довговічності) двигуна.

Тому доводці таких засобів потрібно приділити значну увагу.

а) Способи очищення повітря в об'єктових умовах

Найбільш відомими та розповсюдженими способами очищення повітря є такі:

- застосування сухих паперових фільтруючих елементів, в яких як фільтруючий матеріал використовується папір або картон типу ПКВ, що мають високий коефіцієнт очищення, але вимагають частого обслуговування (заміни), особливо при збільшеному запиленні повітря, що характерно для багатьох зон використання НТМ;
- інерційне очищення, що засновано на різниці кінетичної енергії повітря й часток пилу; при цьому повітря, проходячи крізь інерційну решітку, здійснює поворот на 120...180°, а частки пилу продовжують прямолінійний рух; очищене повітря, змінивши напрям руху, надходить у циліндри двигуна (рис. 4.1); коефіцієнт очищення повітря для решіток із поворотом потоку на 180° доведений до 98,5 %. Однак такий ступінь очищення повітря є недостатнім при роботі в умовах підвищеного запилювання, тому в теперішній час використовується інерційний спосіб як перший ступінь для попереднього очищення повітря у багатоступінчастих повітроочисни-

ках;

- відцентровий, що заснований на сепарації пилу у полі відцентрових сил, які виникають при тангенціальному підведенні повітря до циклона (рис. 4.2); частки пилу вилучаються із циклона разом з повітрям, очищене повітря потрапляє у центральну трубку та спрямовується на вхід компресора наддуву або на подальший ступінь повітроочисника;
- контактний, який заснований на затриманні пилу касетами з промасленою набивкою із дроту або фільтруючими елементами на основі повстини, картону і т.п.

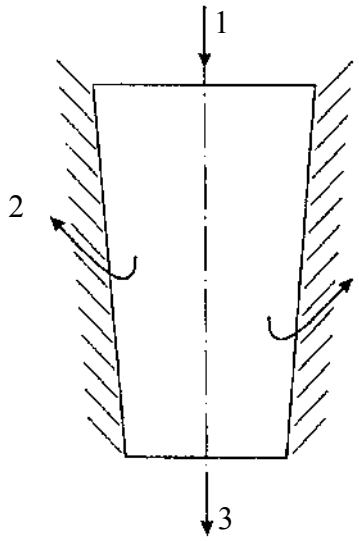


Рисунок 4.1 – Схема інерційної решітки:
1 – вхід повітря; 2 – вихід очищеного повітря; 3 – відведення пилу

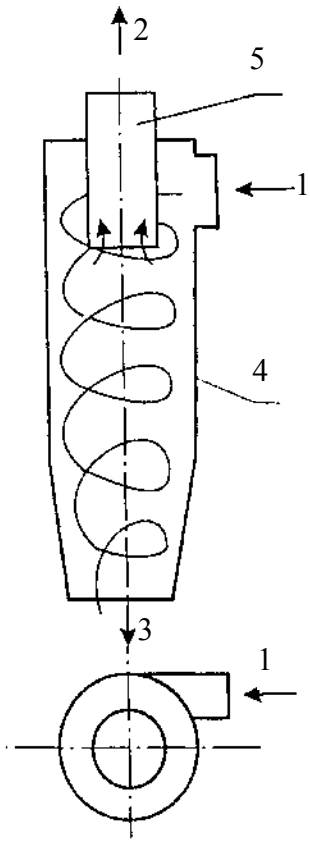


Рисунок 4.2 – Схема роботи циклона:
1 – підведення повітря; 2 – відведення чистого повітря; 3 – відведення пилу; 4 – циклон; 5 – центральна труба

У теперішній час в вітчизняних двигунах НТМ застосовуються комбіновані повітроочисники, в яких використовуються одночасно три способи повітроочищення.

б) Конструкція повітроочисника об'єкта Т80УД[*]

Конструкція повітроочисника цього об'єкта показана на рис. 4.3, де наведені загальний вид і схема його роботи.

[*] Конструкція повітроочисника розроблена КП ХКБД (м. Харків)

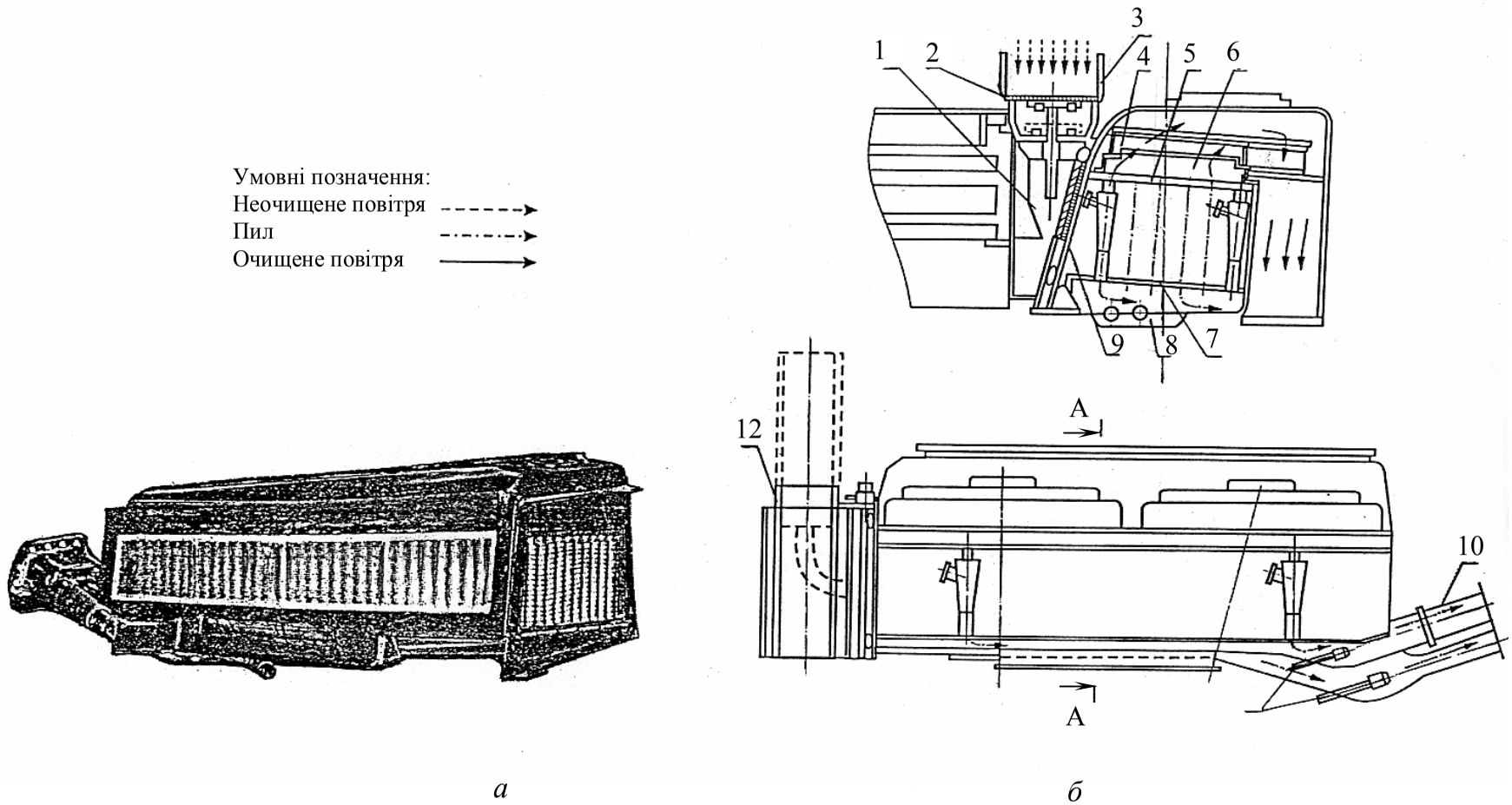


Рисунок 4.3 – Повітроочисник об'єкта Т80УД:

а – загальний вигляд; *б* – схема роботи;
1– бункер з інерційною решіткою; 2 – захисна сітка; 3 – пиловідбійник; 4 – циклонний апарат; 5 – верхня решітка; 6 – касети; 7- нижня решітка; 8 – пилозбірник; 9 – сітка; 10 – ежектор пилу; 11 – сопла; 12 – труба пристрою, що забирає повітря

Повітроочисник багатоступінчастий, з попереднім та заключним очищенням повітря, аварійним захистом, автоматичним усуненням пилу з допомогою ежекційної системи та засобами діагностики.

З метою захисту повітроочисника від пилу і бруду, що потрапляє із-під гусениць об'єкта, на останньому установлений пиловідбійний щиток 3, який затримує найбільш великі частки. Менші частки затримуються сіткою 2, яка установлена на вході в інерційну решітку 1. В інерційній решітці повітря змінює напрямок – пил рухається прямо й збирається у пилозбірнику, а очищене повітря крізь захисну сітку 9 надходить до циклонного апарата 4.

Циклонний апарат складається із циклонів та решіток 5 і 7.

Характеристики циклона звичайно визначаються за експериментальними даними. Циклони відцентрового типу забезпечують високий коефіцієнт очищення повітря (до 99,8%). Ефективність роботи повітроочисника визначається роботою всього набору циклонів. Так, на об'єкті Т64А використовується циклонний апарат із 145 вертикально розташованих циклонів. При порушеннях в роботі хоча б одного з них, відбувається інтенсивний знос циліндропоршневої групи. Причиною збільшеного пропускання пилу циклоном є зрив циркуляції потоку повітря, який може відбутися при замаслюванні тангенціального входу (рис. 4.2, позиція 1) або при перекриванні його хвоєю, стернею і т.д. Тому для захисту двигуна від раптових порушень у роботі циклонів передбачається аварійний ступінь повітроочисника, який функціонує за контактним способом.

Сполучення циклонів з решітками здійснюється розвальцюванням країв циклонів з подальшою герметизацією (рис. 4.3). Під дією відцентрових сил частки пилу відкидаються до стінок циклонів й видаляються у пилозбірник 8. Очищене повітря по центральних трубках надходить у касети 6. Касети являють собою промаслену набивку із дроту, що діє за контактним способом. Ознакою забивання касети пилом є збільшення опору повітроочисника, що й фіксується датчиком перепаду тиску.

При досягненні граничної величини перепаду тиску (1600 мм вод. ст.) на пульт механіка-водія надходить світловий сигнал, а у навушники – звуковий. Миття касет у запилених умовах виконується кожні 1000 км пробігу.

Вилучення пилу із першого та другого ступенів повітроочисника здійснюється за допомогою ежекторів 10, до яких через сопла 11 подається повітря високого тиску із відповідного компресора.

в) Знос деталей двигуна в процесі експлуатації

На експлуатаційний знос деталей двигуна впливають:

- рівень форсування по літровій потужності;
- тепловий режим;
- пуски, особливо низькотемпературні;
- відповідність якостей масла рівню форсування;
- передпускова прокачка розігрітого масла;
- район та час випробувань об'єкта;
- стан доріг;
- напрям вітру по відношенню до колони об'єктів;
- швидкість її руху тощо.

Деталі циліндропоршневої групи підвладні трьом видам зносу – механічному, корозійно-механічному, абразивному. На двигунах НТМ домінує абразивний знос.

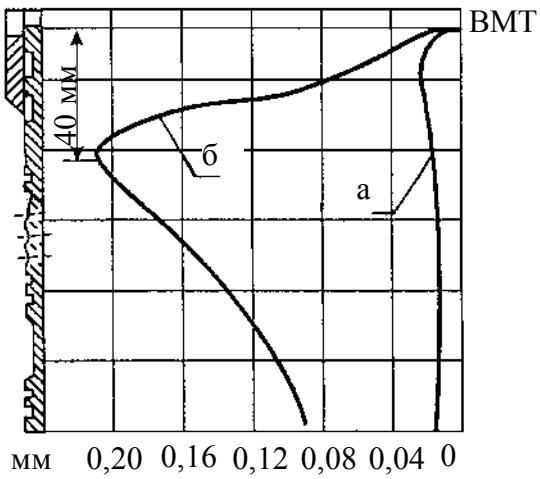


Рисунок 4.4 – Радіальний знос дзеркала циліндру:

а – при стендових випробуваннях;
б – при об'єктових експлуатаційних випробуваннях

Знос елементів двигуна при стендових та експлуатаційних (об'єктових) випробуваннях має різний характер. При стендових випробуваннях виникає природний знос через порушення режимів рідинного тертя (розривів масляного шару). В умовах реальної експлуатації об'єкта основна частина зносу має абразивний характер.

На рис. 4.4 показані зноси дзеркала циліндра з робочого боку впускного поршня двигуна 5ТДФ при стендових (рис. 4.4, а) й експериментальних (об'єктових) випробуваннях (рис.4.4, б).

При стендових умовах максимальний знос (до 0,03 мм) було зафіксовано у зоні внутрішньої мертвої точки в місці зупинки кілець поршня.

Об’єктовий експлуатаційний знос при пиловому навантаженні має зовсім інший характер. По-перше, абразивний знос дзеркала циліндрів на порядок вищий за знос при стендових випробуваннях. І, по-друге, максимальний знос циліндра спостерігається у зоні досягнення максимальної швидкості поршня.

Стан циліндропоршневої групи двигуна 5ТДФ оцінюється комплексним показником-зазором “жарове кільце – циліндр”, що визначає ущільнювальну здатність жарового кільця.

На рис. 4.5 наведені усереднені значення зазорів “жарове кільце – циліндр” при випробуваннях на стенді в обсязі 500 годин та в об’єктах при роботі в умовах Середньої Азії. Аналіз цих результатів свідчить про те, що при тривалих стендових випробуваннях (рис. 4.5 – I, II) зазор “жарове кільце – циліндр” збільшується на 0,04...0,07 мм. При цьому знос цієї пари на впускному боці менший, ніж на випускному.

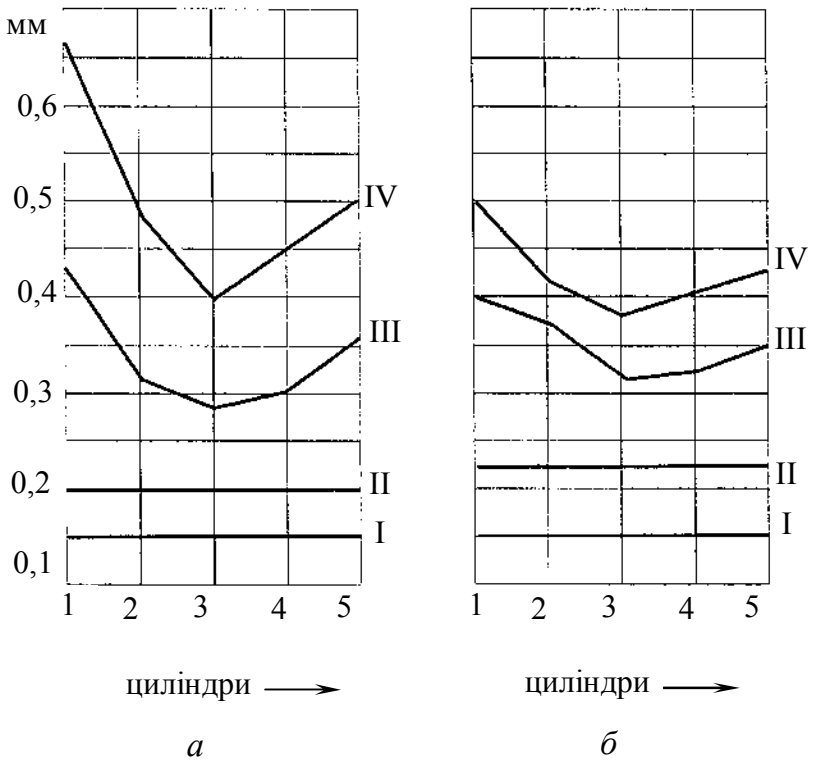


Рисунок 4.5 – Усереднення зазору в парі “жарове кільце – циліндр”:

а – впускна сторона;
б – випускна сторона;
I – монтажні при збиранні; II – після тривалих стендових випробувань; III – в зоні ВМТ після експлуатації в умовах запилювання; IV – на відстані 40 мм від ВМТ після експлуатації в умовах запилювання

Зовсім інший характер спостерігається зносу при пропусканні пилу. В такому випадку знос впускної сторони вищий, ніж знос випускної (рис. 4.5 – III, IV).

Намагаючись вирішити компромісну задачу – поліпшити змащення жарових кілець впускної сторони в реальній об'єктовій експлуатації, – жарові кільця впускної й випускної сторін виготовляють різної конструкції (рис. 4.6).

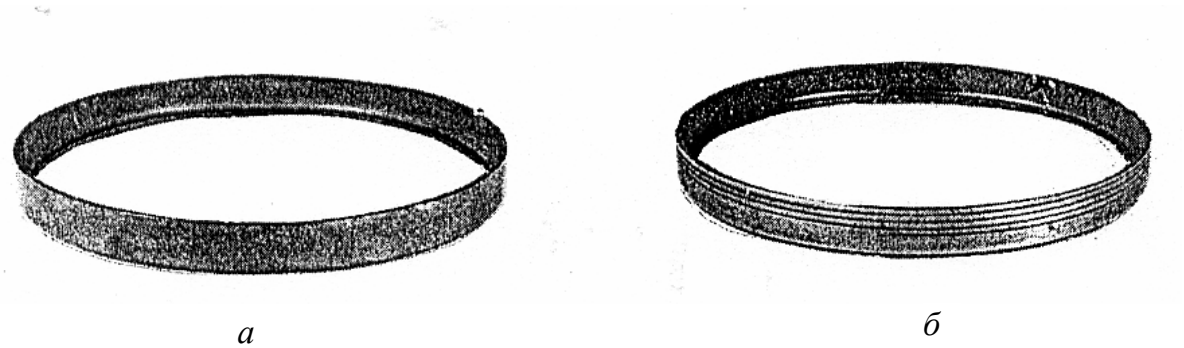


Рисунок 4.6 – Жарові кільця:
а – впускна сторона; *б* – випускна сторона

На жарових кільцях випускної сторони (рис. 4.6, б) по зовнішній поверхні виконуються маслоємнісні канавки, а на впускну сторону (рис. 4.6, а) наноситься пористий хром. Спроби уніфікації жарових кілець не привели до успіху. При виконанні канавок на жарових кільцях впускної сторони різко збільшується знос дзеркала циліндра при пилових навантаженнях, що пов'язано із затримкою пилу у цих канавках з подальшим абразивним зносом.

Навпаки, використання на випускній стороні жарових кілець, вкритих пористим хромом, збільшує знос при стендових умовах.

При стендових випробуваннях (рис. 4.5, I, II) зазор "жарове кільце – циліндр" змінюється рівномірно за всіма циліндрами. В умовах реальної експлуатації (у складі об'єкта) двигуна 5ТДФ різко збільшується знос крайніх циліндрів – першого та п'ятого.

Вказані особливості пояснюються тим, що повітря надходить у двигун з боку п'ятого циліндра, і, змінюючи напрямок руху в блоці, найбільш великі частки пилу попадають у циліндр, що знаходиться на початку повітряного ресивера. Перший циліндр є тупиковим по повітряному тракту, тому всі залишки пилу заносяться у нього.

У результаті попадання пилу у двигун 5ТДФ збільшується витрата масла, зростає тиск в картерах, знижується тиск масла після колінвалів, з'являється сизий дим на випуску, замащується ежектор повітроочисника, збільшується кількість відкладень у центрифузі.

Витрата масла залежить від багатьох факторів, але регулюється рівнем питомого тиску маслоскидального кільця на дзеркало циліндра. Питомий тиск визначається висотою стрічки "а" маслоскидального кільця (рис. 4.7). При пиловому зносі висота "а" збільшується, контактний тиск у цій зоні зменшується, а витрата масла зростає. Граничне значення витрати масла не має перевищувати 10 л/год.

Іншими граничними показниками, що визначають можливість подальшої експлуатації двигуна типу 5ТДФ, є:

- тиск масла після колінвалів, який не має бути меншим за 0,15 МПа;
- тиск у картерах – не більше за 0,004 МПа.

Основна кількість пилу потрапляє у двигун з повітрям. Пил порізному впливає на знос деталей.

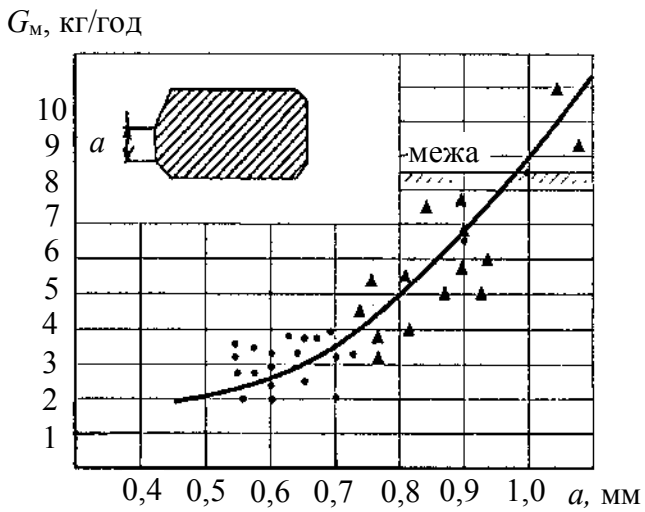


Рисунок 4.7 – Залежність витрати масла від величини стрічки "а" маслозйомного кільця:

● – при стендових випробуваннях;
▲ – при випробуваннях експлуатаційних (в об'єкті)

Пил, що потрапляє з повітрям, викликає найбільший знос циліндрів, поршнів, ущільнювальних кілець, поршневих канавок та майже не викликає знос підшипників, колінчастого вала, паливної апаратури, масляних насосів. Така обставина пояснюється тим, що пил, який потрапляє на дзеркало циліндра, роздрібнюється поршневими кільцями; в картер потрапляють частки пилу малих розмірів. Частина з них сепарується масляним відцентровим фільтром, а та, що залишилася, попадає у зазори пари "підшипник – колінчастий вал". Абразивні частки попадають у м'яку основу – антифрикційний шар підшипника, викли-

каючи знос твердої основи – азотованої поверхні колінчастого вала. Величина зносу шийок колінвала залежить від розмірів, форми, твердості й міцності часток пилу. Враховуючи високу зносостійкість азотованої поверхні, знос шийок колінвала двигуна типу 5ТДФ при стендових випробуваннях відсутній, а при об'єктових не більше 0,03 мм.

Зовнішній вигляд деталей двигуна типу 5ТДФ після пилового зносу показаний на рисунку 4.8.

В результаті пилового зносу зникли вібронакатка поршня (рис. 4.8, а) та маслоємні канавки на жаровому кільці (рис. 4.8, б, в). Ущільнювальні кільця були зношені за радіальною товщиною на 1,5...2,0 мм (рис. 4.8, г). Характер зносу ущільнювального кільця свідчить про нерівномірність епюри тиску по довжині кругу: меншому питомому тиску у замка відповідає менший знос; більшому питомому тиску в перпендикулярній площині відповідає більший знос.

Характерною особливістю дифузора, що працює в умовах більшого пилового навантаження, є знос вхідних кромок лопаток (рис. 4.8, д). В цьому місці – найбільша швидкість повітря після виходу з робочого колеса компресора; тому і кінетична енергія часток пилу тут підвищена, що й викликає збільшений знос лопаток.

г) Методи підвищення зносостійкості деталей та вузлів при доводці системи повітропостачання двигуна

При доводці двигуна підвищення його зносостійкості є комплексною задачею, яка складається із заходів по підвищенню надійності системи повітропостачання й зміцнення елементів двигуна.

З метою забезпечення надійності роботи повітряної траси необхідно:

- усунути пряме попадання викидів із-під гусениці на вхід до повітроочисника, що викликає зростання опору на вході й зрив потоку у циклонах; подібне явище спостерігалося, наприклад, при русі колони об'єктів по свіжоскошеній стерні, що викликало пиловий знос п'яти двигунів;
- усунути підсмоктування пилу з МТВ об'єкта через негерметичність траси від повітроочисника до двигуна; для цього перехідник між повітроочисником й двигуном встановлюють на клею;
- суворо стежити за чистотою сіток над жалюзі, дотримуватись періодичності миття;

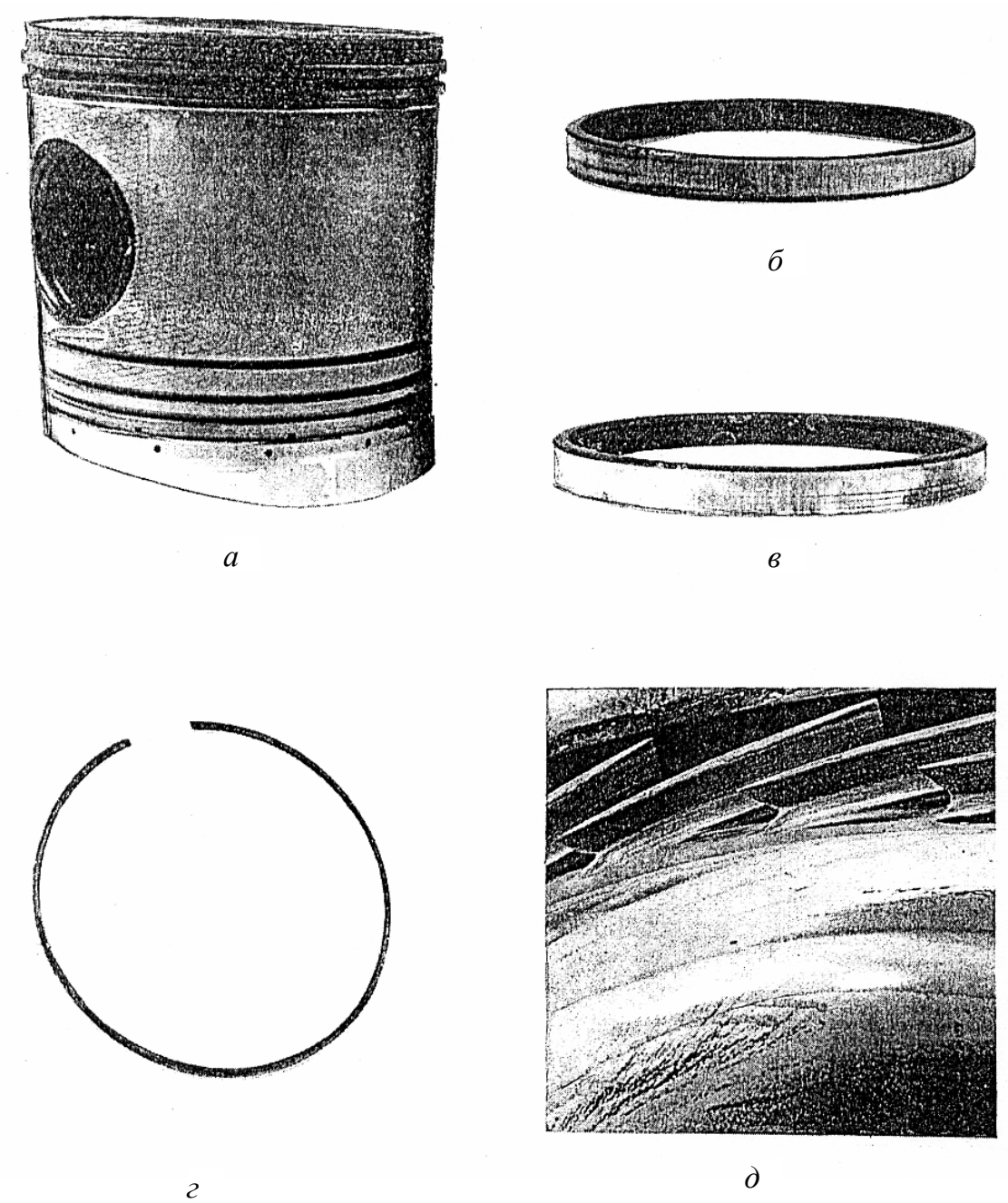


Рисунок 4.8 – Зовнішній вигляд деталей після пилового зносу:
а – корпус поршня; *б* – жарове кільце впускної сторони; *в* – жарове кільце випускної сторони; *г* – ущільнювальне кільце; *д* – дифузор

- не допускати обмерзання сітки над жалюзі у зимовий період при збільшеній вологості повітря;

- установлювати вловлювач на вході у компресор для затримки раптових предметів (шайб, дроту з канителі 3 ступеня тощо).

З метою контролю функціонування повітроочищувача передбачається установка пилосигналізатора або датчика перепаду тиску

Пилосигналізатор установлюється на вхіднику компресора і складається з датчика, який виконаний з ізоляційного матеріалу з нанесеним на нього тонким струмопровідним шаром. Під діянням часток пилу відбувається знос струмопровідного шару, що викликає зростання його опору. При цьому електронний блок включає звукову й світлову сигналізацію. Недоліком даної схеми є необхідність періодичного підстроювання датчика внаслідок природного зносу струмопровідного шару.

Цього недоліку не має схема, що базується на вимірюванні опору повітроочисника. При досягненні граничного значення опору спрацьовують світлова й звукова сигналізації, що свідчить про необхідність миття повітроочисника.

Знос двигуна визначається деталями циліндропоршневої групи. Їх зносостійкість залежить від вибору покрить дзеркала циліндра й поршневих кілець. У двигунобудуванні відмінно зарекомендувала себе пара тертя, що складається з циліндра з азотованим дзеркалом й поршневими кільцями, вкритими легованим хромом. Згідно з дослідженнями М.М. Хрущова, відносна абразивна зносостійкість прямо пропорційна твердості поверхні. Тому дуже важливо правильно підібрати твердість пар тертя. Відносна робота тертя поршневого кільця вища, ніж у циліндра, оскільки на циліндр кільце діє періодично, переміщуючись разом з поршнем. В той же час поршневе кільце підлягає постійному діянню сил тертя. З цієї ж причини твердість поршневого кільця має бути вищою від твердості дзеркала циліндрів. Наприклад, твердість хромовольфрамового покриття ущільнювального кільця двигуна 5ТДФ складає $H_v \geq 750$.

Важливі не тільки вихідна твердість при температурі навколишнього середовища, але й збереження цієї твердості у зоні робочих температур, яка зростає при пиловому навантаженні. Чистий хром зберігає вихідну твердість до 400 °С, а хром, що легований молібденом, – до 450 °С, тоді як хром, який легований вольфрамом, – навіть до 550 °С. Тому й імовірність “розмазування” по дзеркалу циліндра хрому, який легований вольфрамом, нижча, ніж чистого хрому.

Для рівномірності зносу поршневе кільце має бути рухомим відносно корпусу поршня. У протилежному випадку кільце при роботі зношується нерівномірно (з'являються просвіти), що викликає його перегрів та збільшений знос. З цієї причини рухомі кільця мають переваги у порівнянні з фіксованими.

Рухомість кільця визначається власне пружністю. Перше (з боку КЗ) ущільнювальне кільце працює при більш високих температурах й більше коксується. Тому його пружність має бути вищою, ніж у решти кілець. Досягається це шляхом збільшення висоти кільця. Наприклад, на двигунах типу 5ТДФ перше ущільнювальне кільце має висоту 3,5 мм, а решта – 2,5 мм.

Пил, який потрапляє у зазор між кільцями і канавкою, викликає знос даної пари. Для зменшення зносу канавки на поршні установлюють чавунний або сталевий кільцетримач, виконаний із матеріалів з високим коефіцієнтом лінійного розширення.

Збільшення осьового зазору між канавкою та кільцем викликає збільшену осьову вібрацію кільця та його численні руйнування (рис. 4.9).

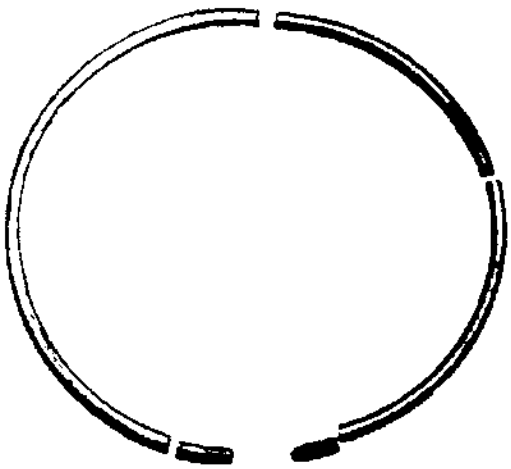


Рисунок 4.9 – Вібраційне руйнування ущільнювального кільця

З метою збільшення віброміцності кільця рекомендується виготовляти його з високоміцних легованих сталей типу 4Х5МФС-ІІІ.

Вібраційні руйнування можна при доводці усунути шляхом більш ретельного вибору матеріалів кілець (див. цю серію підручників: Том 1 "Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин", 2004).

Більшого вібраційного руйнування зазнають кільця із трапецієвидним поперечним перерізом, тому що вони мають більший вихідний осьовий зазор в порівнянні з кільцями прямокутного перерізу. Наприклад, на двигуні 5ТДФ трапецієподібне кільце мало осьовий зазор 0,34 мм, а прямокутне – вдвічі менший (0,18 мм). При доводочних випробуваннях на об'єктах Т64 з двигунами типу 5ТДФ всі трапецієподібні кільця були

зруйновані. З 1971 року й до теперішнього часу всі двигуни типу 5ТДФ, в тому числі більш форсовані модифікації (6ТД-1, 6ТД-2), випускаються тільки з ущільнювальними кільцями прямокутного перерізу. Це не означає, що трапецієподібні кільця не мають переваг (по втраті рухомості через закоксування) у порівнянні з кільцями прямокутного перерізу. Заміна трапецієподібного кільця прямокутним, як засвідчили доводочні випробування, можлива при застосуванні масла з високими термічними та миючими властивостями. Таким маслом є спеціально розроблене для двигунів типу 5ТДФ масло М16ИХП-3 або його вітчизняний (український) аналог – М4042ТД.

При попаданні пилу у двигун, як підтверджено доводочними випробуваннями, відбувається знос опорної поверхні кільця з утворенням так званої "бороди" (рис. 4.10, а ,б). Вказана зона є джерелом концентрації напруг, яке викликає руйнування від утоми ущільнювального кільця (рис. 4.10, б). З метою усунення концентратора напруг змінено конструкцію твірної кільця (введені фаски замість радіуса). Розміри фасок призначені таким чином, аби знос торців кільця здійснювався без утворення "бороди". У даному випадку задоволено класичне правило: м'яка поверхня (кільцетримач) виступає над твердою (ущільнююче кільце).

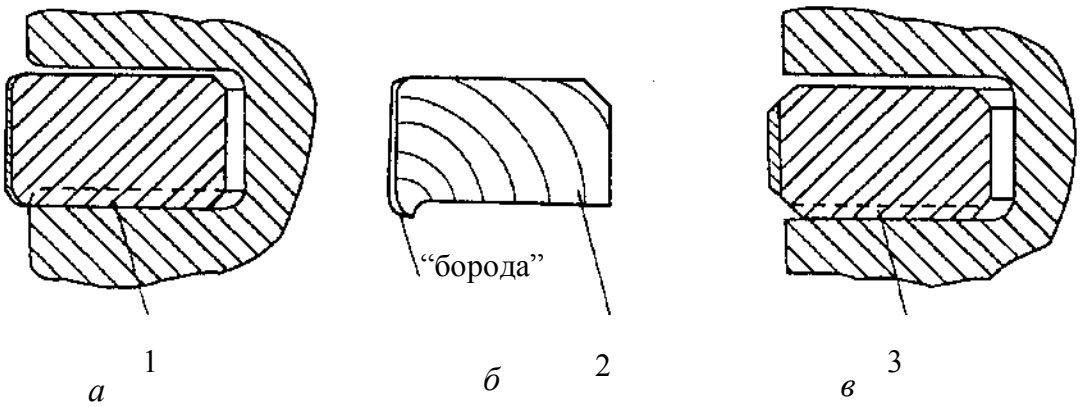


Рисунок 4.10 – Руйнування ущільнювальних кілець:

а – знос опорної поверхні; *б* –руйнування кілець від утоми; *в* – кільце із засобами усунення "бороди" (за результатами об'єктових доводочних випробувань);
1 – лінії зносу; 2 – лінії зносу від утоми; 3 – лінія зносу

У двотактних двигунах типу 5ТДФ з прямоточною продувкою пилові навантаження на поршні впускної та випускної сторін різні. Найбільш крупні частки пилу осідають на поршнях й дзеркалі циліндрів з впускного

боку, викликаючи більший знос вказаної пари у порівнянні з випускною. В зв'язку з цим конструкція жарових кілець й корпусів поршнів на боках впуску та випуску різна: жарові кільця та корпуси поршнів впускної сторони мають меншу маслоємкість (пористий хром та синусоїдальне накатування відповідно), а випускний – більшу, за рахунок канавок, що виконані на зовнішній поверхні.

При проникненні пилу в циліндр двигуна відбувається знос пари "поршневий палець – втулка бобишки поршня". При цьому збільшується проривання газів і повітря та зростає тиск у картерах, що викликає збільшення викиду масла із картерними газами та протікання по ущільненню колінчастого вала й стикам. З метою зменшення зносу цієї пари внутрішню поверхню втулки бобишки поршня азотують (рис. 4.11, а) або установлюють пружну заглушку, що виключає проникнення пилу у зазор "втулка – палець" (рис. 4.11, б).

Але найбільш радикальним засобом усунення наддуву картера, особливо конверсійних двигунів з великим строком служби, слід вважати конструкцію складеного поршня, яка виключає вихід пальця на дзеркало циліндра (рис. 4.11, в).

При роботі поршневого двигуна НТМ в умовах підвищеного пилового навантаження у проточній зоні компресора стається знос та інтенсивне коксування елементів проточної частини.

З метою зменшення зносу деталей проточної частини (обертальний напрямний апарат, робоче колесо, покривний диск, дифузор) їх полірують з подальшим зміцненням поверхні шляхом анодування.

Для усунення відкладень пилу разом із маслом, яке проникає із системи суфлірування, проточна зона компресора підлягає періодичному миттю шляхом подачі на вхід компресора 2,5...3,0 л масла на протязі 10 хвилин.

З метою поліпшення економічності двигуна та збільшення коефіцієнта пристосування на вході в компресор іноді встановлюють нерухомий напрямний апарат, що складається з лопаток, шестірень, рухомого диска з торцевими зубцями.

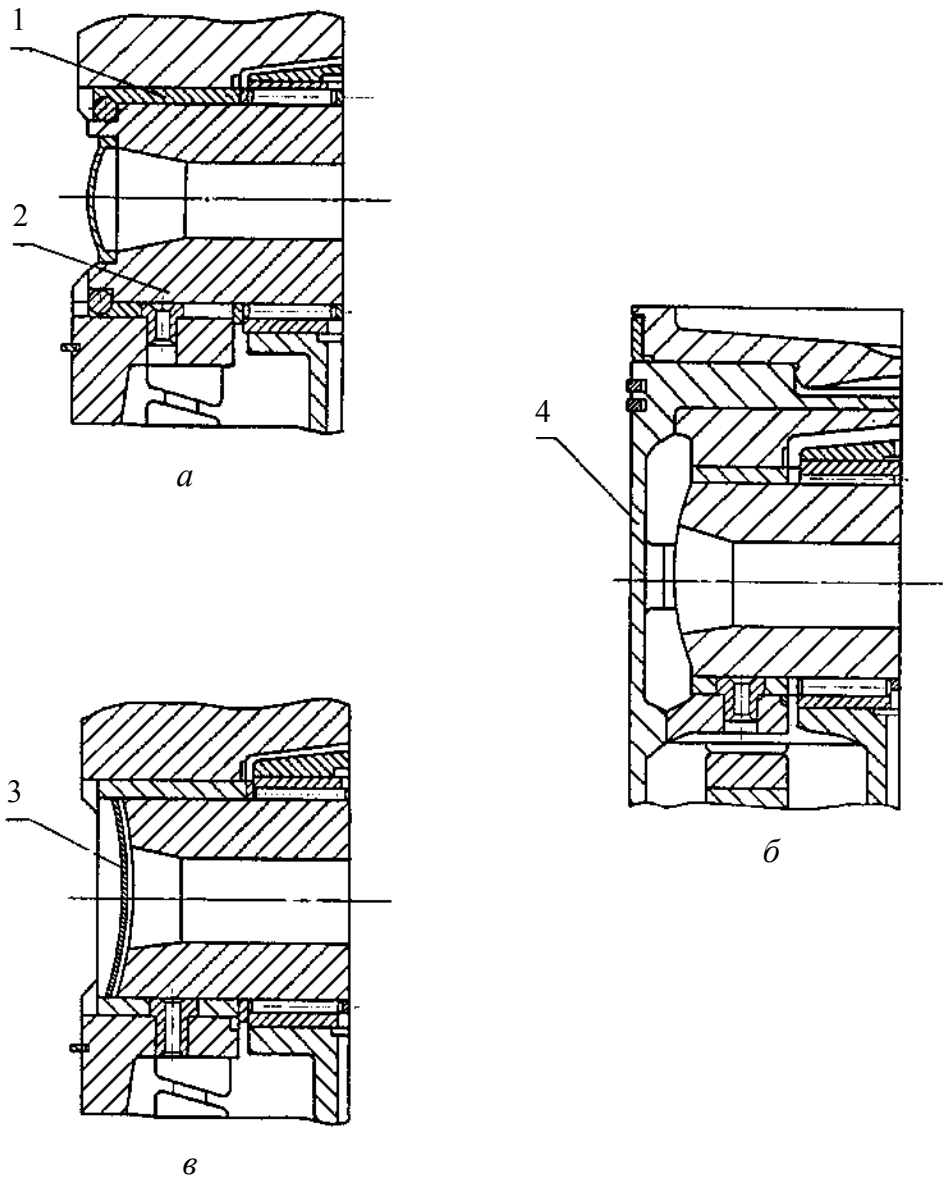


Рисунок 4.11 - Конструктивні варіанти при доводці поршнів:

а – з азотованою внутрішньою поверхнею поршня; *б* – з пружною заглушкою; *в* – з закритим поршневим пальцем;

1 – втулка; 2 – поршневий палець; 3 – пружна заглушка; 4 – корпус поршня

При роботі в умовах підвищених пилових навантажень диск та шестірні захаращуються пилом, що призводить до втрати рухомості лопаток.

З цієї причини на двигунах НТМ регулювання витрати повітря на вході у компресор, як і соплове регулювання газів на вході в турбіну наддуву, не набули застосування.

Всі наведені вище заходи щодо підвищення зносостійкості деталей та вузлів вибираються порівняльними доводочними випробуваннями на об'єктах.

д) Ресурсні оцінки при доводці системи повітропостачання двигуна НТМ

При доводці системи повітропостачання двигуна на об'єктах при експлуатації у районах середньої полоси домінує фактор пилового зносу. Цей фактор впливає на довговічність пар тертя і, перш за все, на ресурс двигуна НТМ, напрацювання до першого капітального ремонту, напрацювання до першого перебирання. Тому ці показники надійності вказуються у технічних умовах на поставку двигуна поряд із гарантійним строком.

Отже доводці системи повітропостачання потрібно приділяти належну увагу.

Величина вказаних показників довговічності залежить від зносу і зазорів у визначальних вузлах двигуна, наприклад таких, як пари "поршень – циліндр", "кільце – канавка поршня", "шийка колінвала – вкладиш" тощо.

Знос у вказаних парах підсумовує різні зноси (за причинами виникнення).

Загальний знос циліндра можна подати у вигляді

$$U_{\Sigma} = U_1 + U_2 + U_3,$$

де U_1 – природний знос при граничному терті поршневого кільця у парі із циліндром; U_2 – знос циліндра при пусках; U_3 – знос циліндра від проникнення пилу у двигун.

В свою чергу, природний знос складається із зносу при нормальному й зниженому теплових режимах:

$$U_1 = U'_1 + U''_1.$$

Зноси при цих теплових режимах формуються на усталених або неусталених робочих режимах двигуна:

$$U'_1 = U'_{1y} + U'_{1н};$$

$$U''_1 = U''_{1y} + U''_{1н}.$$

Тоді природний знос можна навести так:

$$U_1 = U'_{1y} + U'_{1н} + U''_{1y} + U''_{1н}.$$

Знос циліндра при пуску суттєво залежить від способу пуску (холодний пуск або пуск з підігрівом):

$$U_2 = U_2'(U_2''),$$

де U_2'; U'' – відповідно зноси при холодному пуску чи пуску з підігрівом.

Таким чином, в загальному вигляді об'єктовий експлуатаційний знос циліндра

$$U_{\Sigma експ.} = U_{1y}' + U_{1н}' + U_{1y}'' + U_{1н}'' + U_2'(U_2'') + U_3. \qquad (а)$$

При проведенні тривалих стендових випробувань двигуна відсутні неусталені режими (тобто $U_{1н}'$ та $U_{1н}''$), зноси при холодному пуску, а також знос від проникнення пилу у циліндр (U_3). Враховуючи вищесказане, знос при стендових випробуваннях

$$U_{\Sigma стенд} = U_{1y}' + U_{1y}'' + U_2''. \qquad (б)$$

Намагаючись наблизити стендові випробування до умов реальної експлуатації, випробування двигунів НТМ на стендах ведуть при підвищених температурах води й масла (110...120 °С – гарячі етапи) і знижених температурах (75...80 °С – холодні етапи). Крім того, з метою імітації зносів при пуску, через кожні 10 годин проводять 10 пусків двигуна при температурі навколишнього середовища (у боксі).

Порівнюючи співвідношення (а) і (б), бачимо, що умови та результати випробувань двигуна на стенді суттєво відрізняються від реальної об'єктової експлуатації.

М.А. Григор'євим виконаний аналіз величин зносів циліндрів автомобільних двигунів в різних умовах експлуатації, результати якого наведено в таблиці 4.3.

Із наведеної таблиці випливає, що у зоні середньої полоси переважає пиловий знос, а на Далекій Півночі – знос від зниженого теплового режиму.

Вищевказані дані справедливі й по відношенню до двигунів НТМ, оскільки вони отримані при тривалій експлуатації, по суті, в об'єктових умовах.

Таблиця 4.3 – Складові зносу циліндрів автомобільних двигунів

Величина зносу, %	Район випробувань	
	Середня полоса	Далека Північ
При усталеному тепловому режимі, U'_1	15,8...30,0	15,3...22,9
При зниженому тепловому режимі, U''_1	4,0...10,7	33,6...50,4
При пуску, U_2	3,0...13,5	15,9...23,9
При проникненні пилу, U_3	33,0...75,0	2,8...35,2

е) Спеціальні прискорені об'єктові випробування на зносостійкість при доводці двигунів НТМ

Як підкреслювалося у попередньому розділі, стендові та експлуатаційні випробування на надійність (довговічність) мають суттєві відміни. Так, при стендових умовах відсутня складова зносу від проникнення пилу у систему повітропостачання.

Для об'єктових оцінок зносостійкості двигунів у реальних умовах експлуатації користуються статистично-імовірнісними даними.

Але для отримання таких даних потрібні 3...5 років експлуатації дуже тривалих і трудомістких об'єктових випробувань представницьких партій двигунів НТМ. Це затягує й доводку дизелів на такі ж відрізки часу, що може зробити подібний підхід недоречним при розробці нових двигунів НТМ.

Крім того, отримані таким способом експлуатаційні оцінки довговічності мають значне розкидання через різні умови експлуатації, що дуже утруднює оцінку ефективності заходів щодо підвищення зносостійкості. Так, згідно з табл. 4.3, такий розкид даних експлуатаційних випробувань може сягати 2...10 разів і більше.

Прискорені випробування двигунів НТМ на зносостійкість здатні подолати відмічені труднощі.

По-перше, стає можливим забезпечення того, щоб штатні та нові (які перевіряються при доводці системи повітропостачання) заходи випробовувались в ідентичних умовах, тобто при ідентичній якості та кількісній характеристиці фактора, що впливає на знос пар тертя двигуна. Для цього термін випробувань, кількість проникного пилу, його мінералогічний та дисперсний склад мають бути адекватними. Природно, що виконати ці жорсткі вимоги можливо тільки при спеціальній (порівняльній) організації випробувань, застосування якої при прискорених випробуваннях не викликає труднощів.

По-друге, з метою скорочення строків випробувань ефективним виявилось форсування їх за одним із впливаючих факторів, наприклад, при збільшенні кількості пилу, що подається або при збільшенні частоти обертання колінчастого вала. При цьому характер зносу циліндрів та розподілення його по циліндрах мають відповідати умовам реальної експлуатації двигуна НТМ.

При проведенні таких спеціальних прискорених об'єктових пилових випробувань виникають дві проблеми.

Перша з них – це розробка методики об'єктового вимірювання малих величин зносу деталей циліндропоршневої групи.

Друга – забезпечення рівномірної подачі малих кількостей пилу, яке виключає створення грудок та його злипання.

Розглянемо шляхи подолання цих труднощів.

Методи визначення зносу деталей двигунів НТМ безпосередньо на об'єкті поділяються на дві групи:

► оцінка зносу без розбирання двигуна;

► оцінка зносу після розбирання двигуна.

До групи методик оцінки зносу без розбирання двигуна, тобто підчас роботи дизеля, належать:

- оцінка зносу за непрямими показниками – характеристиками роботи двигуна, в тому числі зниженням потужності, збільшенням витрати масла на угар, викиданням мастила крізь систему суфлірування, зменшенням розрідження у картерах, збільшенням шуму і вібрацій тощо;
- оцінка зносу за параметрами проб картерного мастила, які відбираються у процесі випробувань на об'єкті; для цього обирають найбільш інформативні індикатори зносу; такими індикаторами є: для циліндра – залізо; для ущільнювальних та маслозйомних кілець – хром; для поршня – алюміній або залізо і т.д.; бачимо, що індикатори цілком відстежують якісні характеристики конкретної поверхні циліндропоршневої групи, яка зношується; визначення кількості ідентифікаторів зносу у пробах картерного масла (без зупинок двигуна) здійснюється методом спектрофотометрії;
- оцінка зносу з використанням ідентифікаторів – радіоактивних ізотопів; для цього конкретну поверхню зносу, наприклад ущільнювальне кільце, активують вставками, які містять ізотоп кобальту; знос ущільнюва-

льних кілець оцінюється по радіоактивності проб масла в картері; по суті ця методика не відрізняється від попередньої.

Ця перша група методик оцінки зносу (без розбирання двигуна) не дає кількісних характеристик величини зносу, але дозволяє отримувати реальні порівняльні результати, наприклад, оцінювати залежність динаміки зносу залежно від тривалості випробувань і, головне, від кількості поданого пилу.

Оцінки зносу елементів ЦПГ при розбиранні двигуна можна отримувати одним з таких методів:

- за втратою ваги елемента (деталі) в процесі випробувань; вказаний метод дає сумарну уяву щодо зносу поверхонь тертя всієї деталі; однак він не диференціює знос окремих поверхонь деталі; недоліком цього методу є те, що ним важко оцінювати знос деталей при низькому його рівні, оскільки їх важко очищувати від нагару й відкладень масла, які під час випробувань також впливають на вагу деталі;
- за зміною розміру зношуваної деталі в конкретній локальній зоні до та після випробувань; недолік – при мікрометражі вимірюється сумарна зміна розміру як при зносі, так і при деформації (що може змінювати геометрію деталі); тому цей метод використовують при значних абсолютних рівнях зносу; точність вимірювання залежить від інструментарію при вимірюваннях і не перевищує 0,01 мм;
- за зміною розміру штучних баз, що нанесені на поверхню деталі, яка вивчається; на таку поверхню можуть бути нанесені заглиблення різних форм – квадратної, ромбічної, круглої; такий метод лунок дає можливість судити про величину зносу за зміною глибини та довжини каліброваного заглиблення;
- за відносним перепадом розмірів зношеної та незношеної поверхонь тертя; запропонований спеціальний шийкомір для вимірювання зносу корінних і шатунних шийок колінчастого вала (рис. 4.12) враховує, що центральна зона шийок колінчастого вала не зношується завдяки наявності кільцевої канавки у вкладишах; індикатор 5 шийкоміра спирається стержнем 6 на центральний кільцевий пояс 2, а бокові опорні ножки 4 спираються на зношені поверхні шийки 1 колінвала; перед вимірюванням прибор налагоджують таким чином, щоб всі три ножки знаходилися на одному рі-

вні, стрілка індикатора 5 займала нульову відмітку; обертаючи шийкомір навколо шийки, яка вимірюється, отримують радіальний знос.

Таким чином, при проведенні прискорених об'єктових випробувань на знос деталей двигуна (ЦПГ, КШМ) необхідні всі методи, запропоновані для вимірювань зносу, які входять до обох груп, наведених вище.

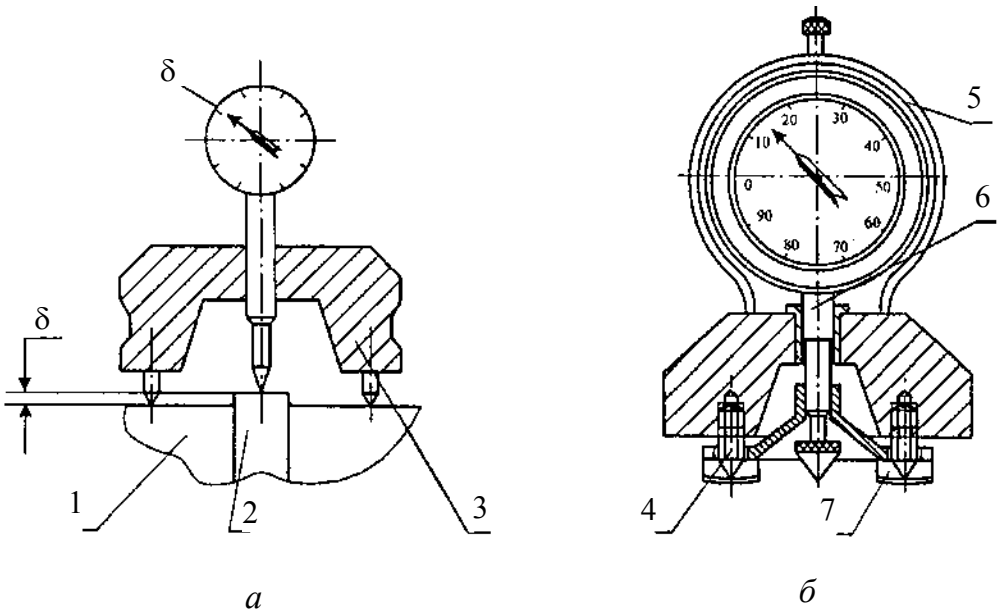


Рисунок 4.12 – Шійкомір для вимірювання зносу колінвала:
а – схема шийкоміра; *б* – загальний вид;
1 – шийка колінчастого вала; 2 – кільцевий пояс, який не зношується; 3 – шийкомір; 4 – нерухомі опорні ножки; 5 – індикатор; 6 – вимірювальний стрижень; 7 – рухомі опори

Розглянемо шляхи подолання другої проблеми проведення спеціальних прискорених об'єктових пилових випробувань двигунів НТМ.

Мова йде про рівномірну подачу малої кількості пилу без грудок чи злипання.

При розробці методик прискорених пилових випробувань безпосередньо на працюючому об'єкті обирається спосіб подавання пилу у систему повітропостачання та його дозування. При цьому виходять з умов досягнення на протязі 100...150 год таких величин зносу основних деталей двигуна, які близькі до експлуатаційних.

Для оцінок зносостійкості деталей ЦПГ автомобільних двигунів (за даними М.А. Григор'єва) у впускний тракт разом із паливом уводиться

0,34 г/год. пилу на 1 л робочого об'єму двигуна. Подача пилу крізь інерційний повітроочисник, як в НТМ, дещо збільшується – до 0,5 г/м^3. При цьому коефіцієнт прискорення випробувань для деталей циліндропоршневої групи складає 20...30.

Для оцінок зносостійкості шийок колінвала та вкладишів пил уводиться в масло в межах 0,125...0,5 % від кількості пилу, який подається до повітроочисника. Менший процент подачі пилу – у двигунах з частково поточними центрифугами, більший – у двигунах з повнопоточними центрифугами.

Пил до повітроочисника або безпосередньо у циліндри двигуна подається дозатором. При цьому він має подаватися рівномірно й безперервно.

На рис. 4.13 показаний пилодозатор "сухого" типу (автори І.М. Величкін та ін.). Пил підводиться безпосередньо у впускний канал 2 кожного циліндра. Подача пилу здійснюється щіткою 4 у приймальний патрубок 3 і далі – до випускного клапана 1. Дана схема має суттєві недоліки. По-перше, вона не забезпечує рівномірність подачі пилу і залежно від часу випробувань, оскільки це вимагає постійного поповнення пилодозатора у район лотка 5.

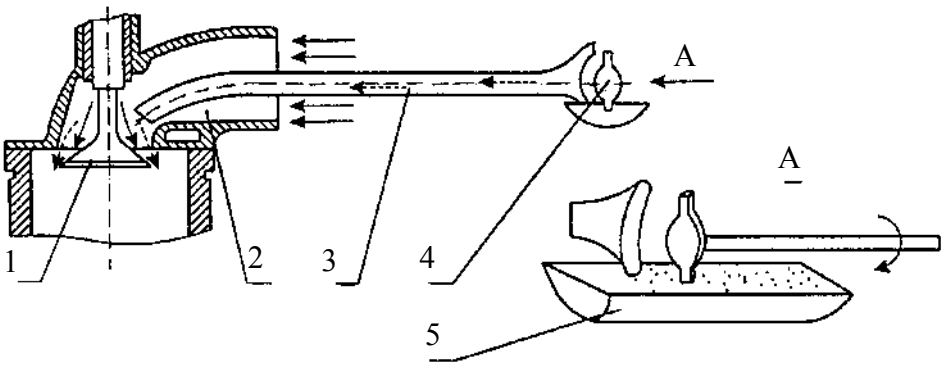


Рисунок 4.13 – Схема пилодозатора "сухого" типу:

1 – клапан впускний; 2 – канал впускний; 2 – патрубок підведення пилу; 4 – щітка; 5 – лоток із пилом;

⟶ – чисте повітря; - - - - - - – пил

Крім того, у зв'язку з пульсуючим характером потоку повітря через відкриття чи закриття клапанів, можливий зворотний некерований викид пилу.

Вказані недоліки усунені у пилодозаторі “мокрого” типу, який розроблено в ХКБД (автор Ю.С. Бородін), для прискорених пилових випробувань двигуна типу 5ТДФ (рис. 4.14).

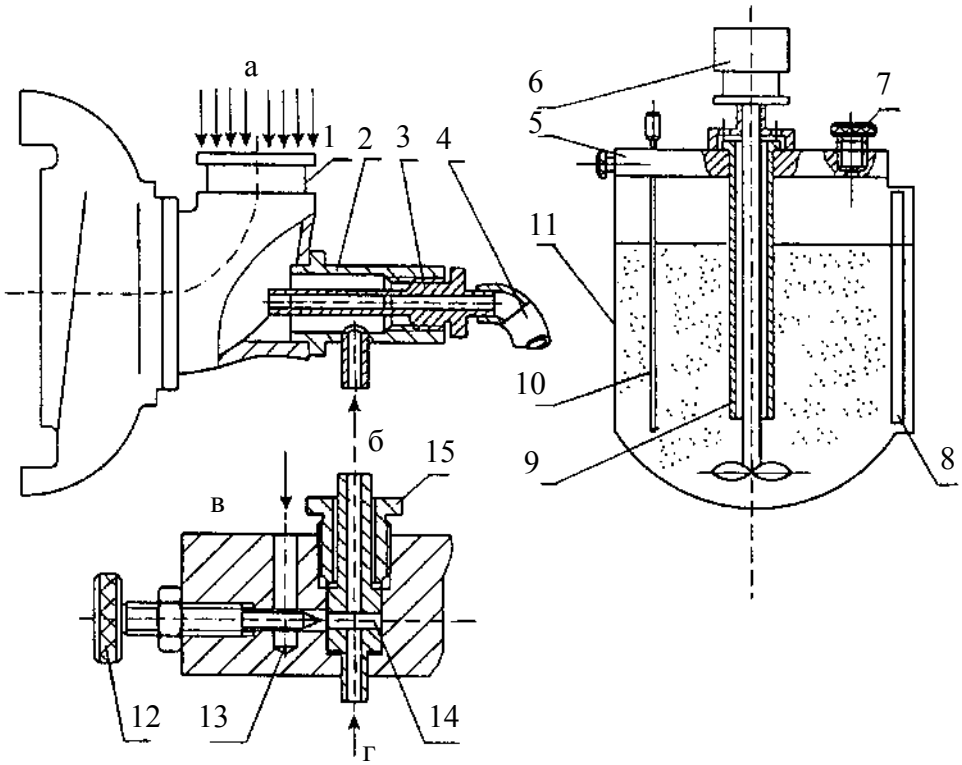


Рисунок 4.14 – Схема пилодозатора “мокрого” типу:

1 – вхідник компресора; 2 – корпус розпилювача; 3 – розпилювач; 4 – з’єднувальний шланг; 5 – кришка витратного бака; 6 – електродвигун перемішувального пристрою; 7 – пробка заливної горловини; 8 – мірне скло; 9 – труба для підтримання постійного тиску на перерізі витратної трубки; 10 – трубка для забирання; 11 – витратний бак; 12 – регулювальна голка; 13 – дроселювальний отвір; 14 – жиклер; 15 – натискальна гайка;

а – підведення повітря до компресора; б – відведення стиснутого повітря від компресора; в – підведення повітря; г – підведення суспензії

Основною відміною дозатора є подача пилу у двигун в вигляді водної суспензії, що й гарантує рівномірність подачі малих кількостей пилу. Для виготовлення суспензії використовується дистильована вода, що виключає небажану коагуляцію часток пилу та їх злипання.

Перед початком випробувань суспензія заливається у бак 11 через горловину 7. Постійність концентрації пилу у суспензії забезпечується перемішувальним пристроєм 6.

Дозатор установлено на кришці 5, суспензія підводиться до дозатора по забірній трубці 10 в напрямку “г” до жиклера 14, який має калібрований отвір діаметром 0,8 мм. Дроселювальний отвір 13 з регулювальною голкою 12 забезпечують більш тонке регулювання витрат суспензії.

Розпилювальний пристрій розташований у вхідному патрубку компресора 1 і складається з корпусу розпилювача 2 та власне – розпилювача 3. До корпуса розпилювача у напрямку “б” підводиться стиснуте повітря від компресора. Розпилювач 3 поєднується з дозатором шлангом 4.

За рахунок розрідження у вхіднику 1 компресора суспензія надходить до жиклера 14. На виході з жиклера суспензія змішується з повітрям, яке подається крізь дроселювальний отвір 11. Розпилювання суспензії здійснюється за рахунок ежекції стиснутим повітрям “б”. Стиснуте повітря, що має температуру 120...130 °С, забезпечує випаровування води, тому у двигун надається сухий пил.

При прискорених пилових об’єктових доводочних випробуваннях двигунів типу 5ТДФ використовувався кварцовий пил з питомою поверхнею 10500 см^3/год і концентрацією 0,5 % від витрати повітря. Випробування здійснювалися без повітроочисника на режимі n = 0,7 $N_{e_{\text{ном}}}$. При цьому температура повітря на вході до компресора складала 20...25 °С, а води та масла –95...105 °С.

Випробування тривали на протязі 100 годин.

Випробування вимірюваннями показали, що знос деталей ЦПГ за характером і розподіленням по циліндрах відповідає експлуатаційному зносу. При цьому коефіцієнт прискорення випробувань на зносостійкість для середньої полоси використання НТМ склав 8,5...22, а для до Середньої Азії – 3,2...7,6.

Результати цих випробувань використовувалися при доводці конструкції системи повітроочищування двигунів типу 5ТДФ, про що вище йшлася мова у цій главі підручника.

є) Особливості доводки газотурбінних двигунів (ГТД) в умовах підвищеного пилового навантаження

Як відмічалося раніше, ГТД практично використовуються лише на єдиній НТМ розробки США.

Це пояснюється суттєвими недоліками ГТД. Так, при зменшенні габаритів (головна перевага ГТД) у порівнянні з поршневими двигунами, га-

зотурбінний двигун має гіршу у 3...5 разів паливну економічність, більш складну конструкцію, більш високу вартість і т. ін. Тобто мова йде про суттєве зниження запасу ходу, тощо.

Але, завершуючи цей розділ підручника, вважаємо доречним навести інформацію щодо шляхів подолання негативного впливу пилового навантаження на зносну довговічність ГТД.

Це пов'язано з особливостями роботи ГТД в умовах підвищеного його пилового навантаження, коли означені особливості стають екстремальними у порівнянні навіть з найбільш форсованими модифікаціями поршневих двигунів НТМ. Мова йде про високу температуру робочого тіла в ГТД, збільшення на порядок (2 % проти 0,2 %) коефіцієнта пропускання пилу.

Досвід доводки ГТД в таких умовах може стати корисним і при доводці дизелів НТМ, особливо при подальшому їх форсуванні до 65... 70 кВт/л й вище.

Специфіка конструкції ГТД розкривається в такій мірі, як це потрібно для висвітлення проблем зносу його деталей і вузлів.

Переходимо до розгляду особливостей зносу ГТД і умовах підвищеного пилового навантаження.

Значно більша величина коефіцієнта пропускання пилу пояснюється більшою ніж у 2,5 рази питомою витратою повітря в ГТД у порівнянні з поршневими ДВЗ. Так, питома витрата повітря у різних двигунів складає (кг/с·кВт):

- чотиритактні – $(1{,}75...1{,}9)10^{-3}$;
- двотактні – $(2{,}0...2{,}4)10^{-3}$;
- ГТД – $(4{,}9...5{,}2)10^{-3}$.

При такому зростанні витрат повітря забезпечення однакового рівня коефіцієнта пропускання пилу крізь повітроочисники ГТД звелося би до збільшення об'єму цих агрегатів у 2...2,5 рази. А це б означало, що об'єм МТВ з ГТД практично втратив би основну свою перевагу перед об'ємом МТВ поршневого двигуна при зберіганні суттєвих недоліків. Тому розробникам ГТД для НТМ доводиться миритися з погіршенням очищення повітря на вході двигуна.

Другою особливістю газотурбінних двигунів є висока температура газів, яка сягає 950 °С перед сопловим апаратом турбіни ГТД, тобто вона на 200...250 °С вище, ніж у поршневого двигуна. В таких умовах інтенси-

фікується спікання пилу й утворення пилових відкладень (їх фіксація) у міжлопаткових каналах соплового апарата турбіни компресора. Можливе при цьому непогодження перерізів газоповітряного тракту викликає помпаж, який виключає саму можливість подальшої експлуатації ГТД.

Ці особливості роблять актуальною доводку зносостійкості ГТД при роботі його в умовах підвищеного пилового навантаження.

Кількість пилових відкладень на деталях ГТД залежить від коефіцієнта пропускання пилу та його хімічного складу.

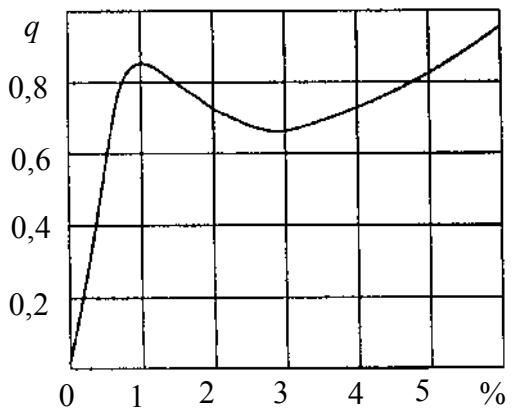


Рисунок 4.15 – Відносна інтенсивність відкладень пилу від коефіцієнта пропускання пилу

За даними С.П. Ізотова інтенсивність відкладень пилу на лопатках соплового апарата турбіни компресора залежно від коефіцієнта пропускання пилу показана на рис. 4.15. Експериментально підтверджено, що збільшення коефіцієнта пропускання пилу до 1 % збільшує відкладення на 85 %. Подальше збільшення коефіцієнта пропускання пилу не викликає різкого зростання кількості відкладень пилу. Найбільше скорочення відкладень пилу спостерігається при коефіцієнті пропускання пилу на рівні 0,1...0,3 %. Але забезпечення такого коефіцієнта можливе лише при суттєвому (у 2...2,5 рази) збільшенні об’єму повітроочисника або при введенні другого ступеня, що у реальних експлуатаційних умовах вимагає обслуговування цього ступеня через кожні 5... 6 год, що суттєво погіршує експлуатаційні якості НТМ з ГТД.

Кількість відкладень пилу залежить також від хімічного складу та дисперсності пилу. У табл. 4.4 наведено хімічний склад пилу різних доріг, на яких використовуються НТМ. Бачимо, що кількість найбільш агресивної складової (двооксид кремнію SiO_2) коливається у межах 40...90 %. Це визначає температуру повного плавлення пилу, яка для солончаків складає 1150 °С, а для піщанику – 1460...1680 °С. Тому природа діяння вказаних типів пилу різна: піщаник, як більш тугоплавкий, викликає абразивний знос деталей проточної частини ГТД, тоді як солончаки, бархани, такири – зменшення перерізів міжлопаткових каналів через спікання пилу та знос

замкоз'єднань турбін.

Кількість пилу, що спікається, залежить і від його дисперсного складу. Найбільш спекатимуться частки розміром 1...2 мкм. Така дисперсність характерна для пилу районів Середньої Азії. Пил цих районів має найбільш низьку температуру плавлення. Тому сполучення цих природних факторів утруднює тривалу експлуатацію ГТД НТМ в умовах запилення, характерних для місцевостей типу пустель Середньої Азії.

Іншим фактором, що стримує тривалу експлуатацію ГТД у районах підвищеного запилення, є інтенсивний знос з'єднання пари "лопатка – диск турбіни". Знос зубців цього з'єднання збільшує радіальну "хиткість" лопаток, що викликає їх перегрівання.

Таблиця 4.4 – Характеристики пилу різних доріг

Тип дороги	Складові, %										Витрати при прокалюванні, %	Температура плавлення, °С
	SiO_2	Al_2O_3	TiO_2	Fe_2O_3	MgO	CaO	Na_2O	K_2O	SO_2	MnO		
Піщана	89,1÷÷75,6	5,3÷÷8,6	0,25÷÷0,41	0,70÷÷3,50	0,20÷÷0,75	0,23÷÷1,40	0,50÷÷1,40	1,37÷÷2,90	0	0 ÷÷0,27	2,35÷÷6,11	1460÷÷1680
Ґрунтова (чорнозем)	57,3÷÷64,0	10,9÷÷11,5	0,77÷÷9,83	5,60÷÷5,30	2,50÷÷2,00	3,50÷÷0,36	1,20÷÷1,00	1,90÷÷2,54	0	0 –-0,15	0,55÷÷12,95	1310÷÷1330
Такир	51,8	11,7	0,74	4,59	2,74	10,80	1,68	2,88	0	0	13,7	1300
Бархани	67,5	11,2	0,42	2,37	1,19	6,90	2,50	1,90	0	0	5,74	1350
Солончак	39,7	6,9	0,50	2,54	1,95	9,00	12,50	1,87	16.87	0	9,08	1150

З метою зменшення пилового навантаження на деталі ГТД у його конструкції передбачуються пристрої, які захищають проточну частину і підшипники (шарикові) від проникання в них пилу.

Для усунення пилу з внутрішніх поверхонь покривних дисків крильчаток компресорів низького та високого тисків установлені агрегати пилоочищення.

Конструкція агрегату пилоочищення компресора низького тиску показана на рис. 4.16).

Такий агрегат установлюється на вході в робоче колесо 4. При функціонуванні двигуна отвір "б" закритий і перебуває всередині корпуса 5. Після зупинки двигуна автоматично крізь отвір "а" повітря подається на по-

ршень 6. Останній із штоком переміщується в робоче положення, і повітря крізь отвір ”б” потрапляє на вхідні канали крильчатки 4. Струмені повітря повільно повертають ротори компресора та вилучають пил з лопаток.

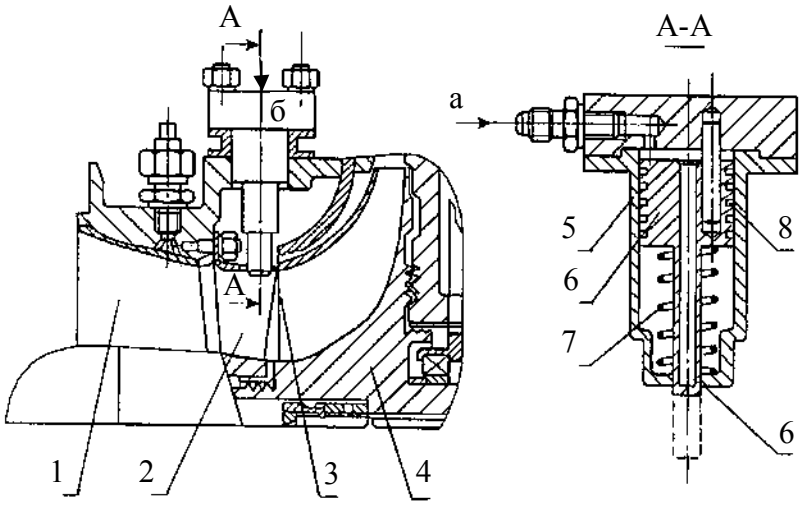


Рисунок 4.16 – Агрегат пилоочищення компресора низького тиску:

1 – вхідний пристрій; 2 – вхідний напрямний апарат; 3 – агрегат пилоочищення; 4 – робоче колесо компресора низького тиску; 5 – корпус; 6 – поршень із штоком; 7 – пружина;

а – подача повітря у агрегат пилоочищення; б – подача повітря на вхід до робочого колеса

В ГТД стиснуте повітря використовується для наддуву ущільнень, охолодження робочих лопаток, диска робочого колеса турбіни й соплового апарата турбіни високого тиску. Повітря, яке подається до вказаних вузлів, попередньо очищується у фільтрах сітчастого типу. Конструкція одного з таких фільтрів наведена на рис. 4.17.

Як фільтруючий елемент використовується нікелева сітка 1 саржового плетіння, яка забезпечує тонкість фільтрації до 40 мкм. Повітря від компресора підводиться через штуцер 9 і далі проходить через фільтрувальні елементи у порожнину “в”, й крізь штуцер 5 виходить чисте повітря. Очищення порожнини накопичення пилу “а” здійснюється шляхом відвертання кришки 2. Одночасно вилучається фільтроелемент 1, який очищують щіткою або продувають повітрям.

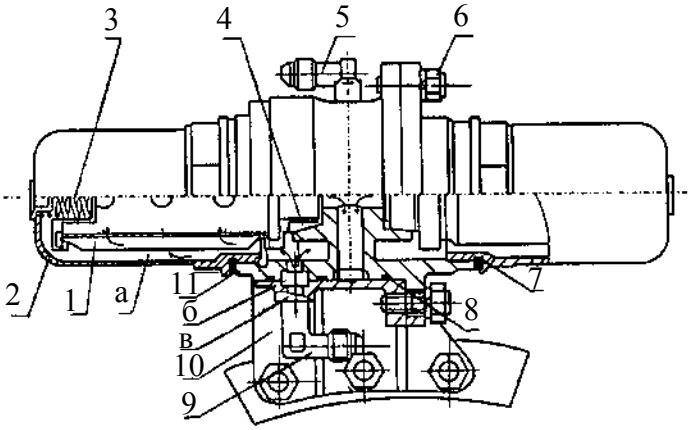


Рисунок 4.17 – Повітряний фільтр першої опори (вигляд спереду):

1 – фільтроелемент; 2 – кришка; 3 – пружина; 4 – втулка; 5 – штуцер відведення повітря; 6 – гайка; 7 – ущільнювальна прокладка; 8 – ущільнювальне кільце; 9 – штуцер підведення повітря; 10 – зовнішній корпус; 11 – внутрішній корпус; а – подача повітря у агрегат пилоочищення; б – подача повітря на вхід в робоче колесо; в – порожнина чистого повітря

В умовах підвищення пилового навантаження наведених вище заходів недостатньо для усунення відкладень пилу. Рекомендуються вібраційні й ударні методи інтенсивного очищення за допомогою повітря високого тиску.

Заснований на таких методах пневмовібратор призначений для створення заданого рівня вібрацій корпуса, в якому розташований сопловий апарат турбіни компресора високого тиску, що дозволяє вилучити відкладення пилу, навіть у вигляді нальоту.

Пневмовібратор розташований співвісно з валом турбокомпресора. Принцип його дії базується на діянні неврівноваженої маси 9 на плиту 12, яку жорстко закріплено на корпусі (рис. 4.18).

Ексцентричний неврівноважений маховик 9 приводиться в рух власною турбіною 2, до якої подається повітря від компресору високого тиску через штуцер 7. При періодичному включенні пневмовібратора на режимі малого газу вібраційні коливання передаються на лопатки соплового апарата, що й очищує останні від відкладень пилу.

Пневмоударні методи очищення від пилу базуються на нанесенні регламентованого удару по забрудненій поверхні за допомогою ваги, яку рухає повітря високого тиску. Таким методом, наприклад, очищуються соплові лопатки турбіни високого тиску. Конструкція пневматичного ударника наведена на рис. 4.19.

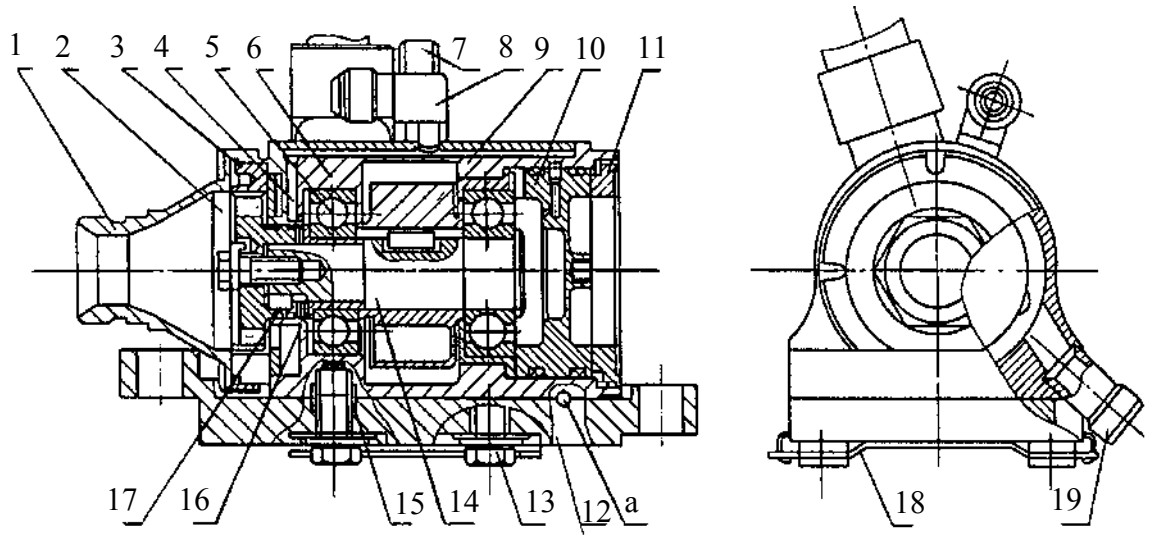


Рисунок 4.18 – Пневмовібратор для очищення поверхонь від відкладень пилу:

1; 11 – кришка; 2 – турбіна; 3 – кільце; 4 – сопловий апарат; 5 – шарикопідшипник; 6 – корпус; 7 – штуцер підведення повітря; 8 – штуцер підведення масла; 9 – ексцентричний маховик; 10 – кільце-форсунка; 12 – установочна плита; 13 – гвинт; 14 – вал; 15 – втулка; 16 – регулювальне кільце; 17 – ущільнювальне кільце; 18 – штуцер відведення масла; 19 – пластина; а – місце зварювання

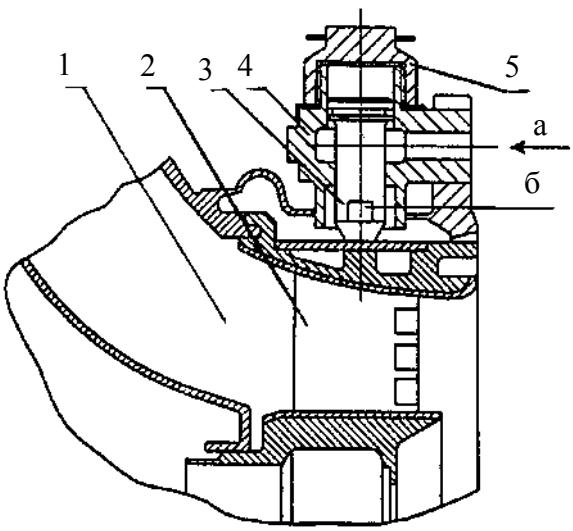


Рисунок 4.19 – Пневмоударник :

1 – проточна частина; 2 – охолоджувана соплова лопатка; 3 – ударник; 4 – корпус; 5 – кришка; а – підведення повітря; б – лиски на штоці поршня

Повітря у напрямку “а” підводиться у корпус 4 та піднімає ударник 3. Після упирання ударника в кришку 5 крізь лиски “б” на штоку ударника виникає різке стравлювання повітря та ударник 3 під дією власної ваги ударяє по сопловій лопатці. Залежно від діаметра соплового апарата установлюють 9...12 ударників по кругу, які включаються на 2...3 с через кожні 2 години роботи.

У сучасних газотурбінних двигунах використовується робочий цикл при постійному тиску згоряння у КЗ. При реалізації цього

циклу сучасні досягнення в галузі матеріалознавства жароміцних матеріалів обмежують максимальну температуру газів перед турбіною на рівні 1240К (~ 970 °С), тобто на межі підвищення робочої температури газів в ГТД (~ 950 °С).

Прагнення до підвищення температури газів перед турбіною (це підвищує її ККД та знижує витрату палива) загострює необхідність охолодження лопаток соплового апарата й турбіни. Використовують ефективне локальне охолодження, для чого використовується 1...3 % загальної витрати повітря. Усередині лопатки виконують канали “б”, до яких підводять повітря (рис. 4.20, б). Повітря підводиться крізь отвір (рис. 4.20, а), виходить крізь численні отвори по довжині лопатки (рис. 4.20, в), діаметр яких складає 0,5...0,8 мм. Канали всередині лопатки виконують методом моделей, що виплавляються.

Однак застосування подібних лопаток на ГТД НТМ проблематичне, оскільки існує значна вірогідність захаращення каналів й отворів пилом, погіршення охолодження лопаток при тривалій експлуатації й подальшого прогоряння. Таким чином, перед ГТД НТМ при потрібному високому рівні форсування їх проблема пилозахисту стоїть з особливою гостротою; вона ще чекає свого остаточного вирішення.

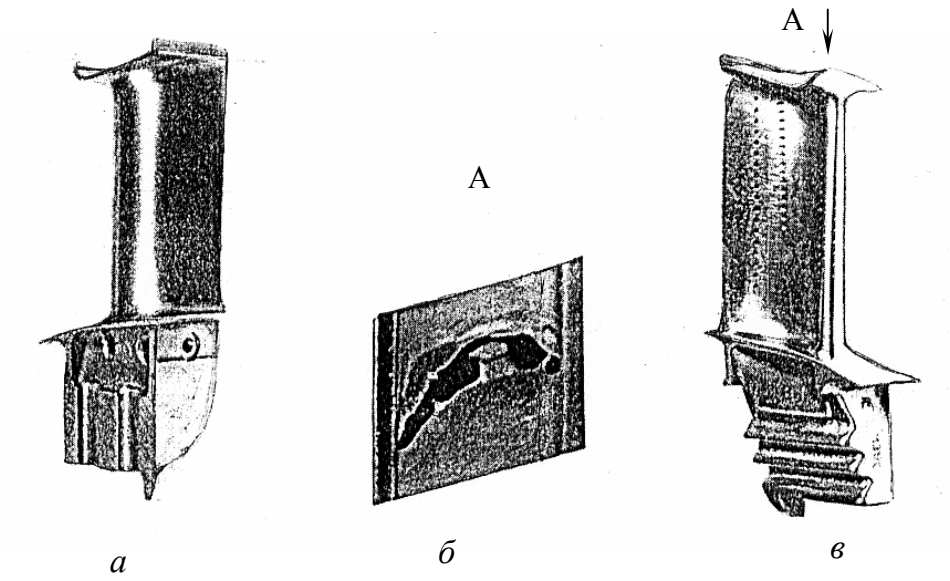


Рисунок 4.20 – Лопатка турбіни з повітряним охолодженням:
а – підведення повітря до лопатки; *б* – відлиті канали всередині лопатки; *в* – відведення повітря із лопатки

На закінчення підкреслимо, що наведені вище заходи по підвищенню довговічності ГТД відпрацьовуються у процесі їх доводки; за їх результатами підбираються оптимальні експлуатаційні параметри і характеристики:

- ◈ агрегата пилоочищення;
- ◈ повітряного фільтра опор;
- ◈ пневмовібратора й пневмоударника;
- ◈ локального охолодження лопаток тощо.

Вивчення цих заходів, як відзначено вище, може стати в нагоді й при доводці конструкцій поршневих ДВЗ для НТМ четвертого та подальших поколінь при їх перспективному форсуванні до $N_л$ = 65...70 кВт/л та більше.

При таких перспективних рівнях форсування можуть розглядатися і нові, більш ефективні заходи щодо забезпечення довговічності поршневих двигунів НТМ з використанням оригінальних конструктивних рішень для ГТД.

4.2. Особливості доводки об'єктової системи випуску газів

Об'єктова система випуску газів має забезпечити:

- мінімальний гідравлічний опір тракту випуску;
- герметичність цього тракту на протязі всього терміну служби з метою підтримання його безпеки щодо пожеж;
- мінімальний влив теплових деформацій випускного колектора та інших елементів тракту на роботу двигуна у МТВ;
- теплову ізоляцію тракту з метою зниження температури середовища в МТВ та демаскування проти засобів теплового наведення на об'єкт.*

Доводка об'єктової системи випуску газів в основному складається із контрольних перевірок та усунення недоліків функціонування цієї важливої системи двигуна НТМ.

Операції доводочних перевірок залежать від конструкції системи випуску.

---

* Інші функціональні якості випускного тракту, наприклад, пов'язані з імпульсним наддувом, розглянуті у попередньому томі цієї серії підручників.

4.2.1. Конструктивні варіанти об’єктових систем випуску

Сучасні об’єктові системи випуску газів поділяються на такі:

- з випуском газів після двигуна (або турбіни) в атмосферу;
- з використанням випускних газів в ежекційній системі охолодження двигуна.

Принципова відміна цих систем – у величинах протитиску газів після двигуна.

При випуску газів в атмосферу гідравлічний опір випускного тракту складає 0,01...0,015 МПа. Іноді частка газу відбирається на ежекцію пилу із повітроочисника (див. розділ 4.1), а залишок газу викидається в атмосферу. При цьому температура випускних газів сягає 650...750 °С. При викиді таких газів у бік борта об’єкта створюється потужний тепловий слід, тобто випускні гази являють собою інтенсивний тепловипромінювач, що використовується при розробці головок теплового наведення.

При використанні випускних газів як робочого тіла ежекційної системи охолодження двигуна гідравлічний опір випускного тракту складає 0,025...0,035 МПа, тобто він вищий, ніж при вільному випуску у 2...2,5 рази. Природно, що втрати потужності при примусовому випуску відповідно вищі, ніж при вільному.

Принципова схема використання газу при ежекційній системі охолодження показана на рис. 4.21.

Гази від двигуна надходять до сопел 3, розганяються в них та з великою швидкістю витікають у камеру змішування 4. Велика швидкість витікання газів на зрізі сопла викликає їх розрідження (рис. 4.21, б), завдяки чому повітря з підрадіаторного простору 2 надходить до камери змішування 4. Газоповітряна суміш надходить до дифузора 5, де відбувається вирівнювання її швидкості та підвищення її тиску.

Ежекційна схема охолодження широко використовується на таких об’єктах: Т-64, Т-80УД; Т-84, БМП-1, БМП-2; БМП-3, БТР-50 та ін.

Фізичний зміст ежекційної моделі охолодження полягає в тому, щоб забезпечити через радіатор визначену витрату повітря. Потрібна величина масової швидкості повітря через фронтальну площину радіатора за даними Г.А. Михайлова наведена на рис. 4.22.

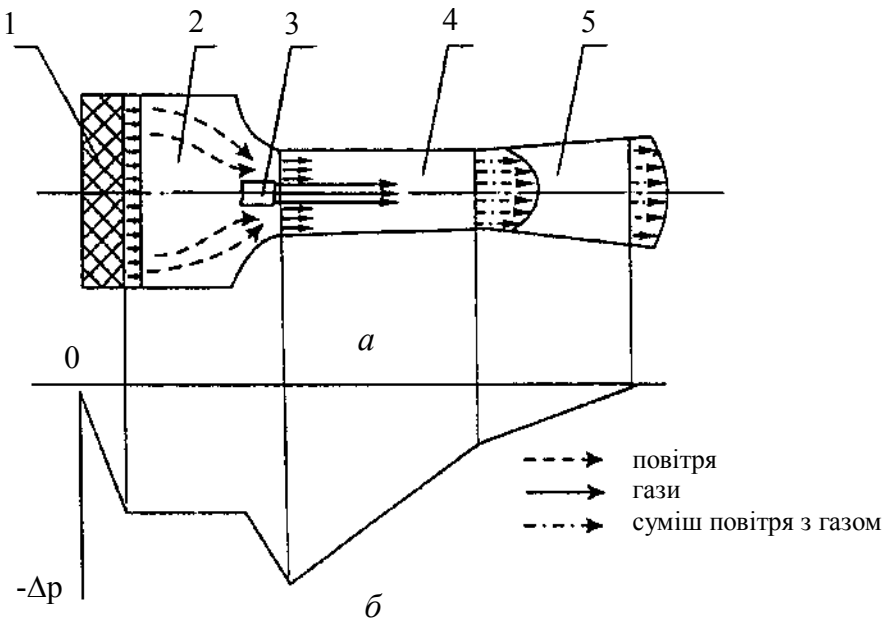


Рисунок 4.21 – Принципова схема ежекційної системи охолодження:
1 – радіатор; 2 – підрадіаторний простір; 3 – сопло ежектора; 4 – камера змішування; 5 – дифузор; *а* – схема ежектора; *б* – розподілення тиску газів уздовж проточної частини

На цьому рисунку є такі позначення:

$G_{п.р}$ – витрата повітря через радіатор; $F_р$ – фронтальна площа поверхні радіатора; $K_т$ – коефіцієнт теплопередачі; $\overline{S} = F_р/V_р$ – коефіцієнт компактності; $V_р$ – об'єм охолоджувального пакета в радіаторі.

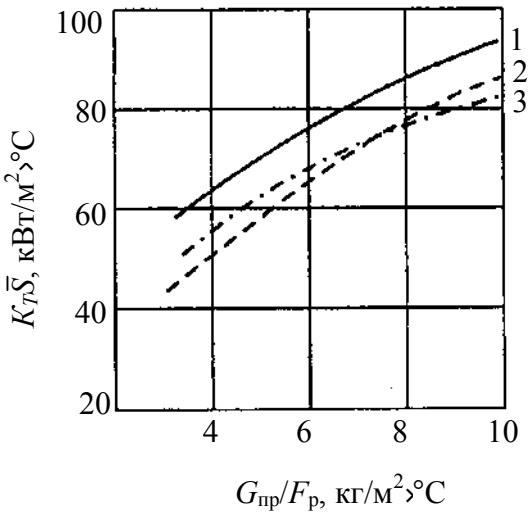


Рисунок 4.22 – Залежність характеристик охолоджувальних поверхонь від конструкції водяного радіатора:
1 – радіатор з алюмінієвими трубками; 2 – радіатор з латунними трубками; 3 – радіатор із латунними трубками, які відрізняються від варіанту 2 розміром трубки (висота 17мм замість 19,5 мм)

З рис. 4.22 бачимо, що при відносній витраті повітря $G_{п.р}/ F_р > 8$ темп теплозйому уповільнюється. Цю величину відносної витрати повітря і слід

вважати оптимальною.

Найбільша площа одного радіатора не має перевищувати 0,75...1 м^2. Тоді абсолютна масова швидкість повітря дорівнюватиме 6...8 кг/с, коли якісне змішування газів з повітрям, як свідчать об'єктивні випробування системи випуску, знижує температуру випускних газів, зменшує спостережувану димність й тепловий слід.

Екологічні показники двигунів 6ТД-1 та 6ТД-2 за турбіною та на зрізі дифузора ежектора при роботі по зовнішній характеристиці показані на рис. 4.23.

З наведених залежностей можна бачити переваги ежекційної системи охолодження у порівнянні з вентиляторною: спостережувана димність зменшується суттєво (у 2,5...3,5 рази) і не перевищує 20 %, а температура випускних газів знижується у 2,5... 2,8 рази й знаходиться на рівні 250 °С.

Зупинимося на суттєвому негативному наслідку введення ежекційної системи охолодження .

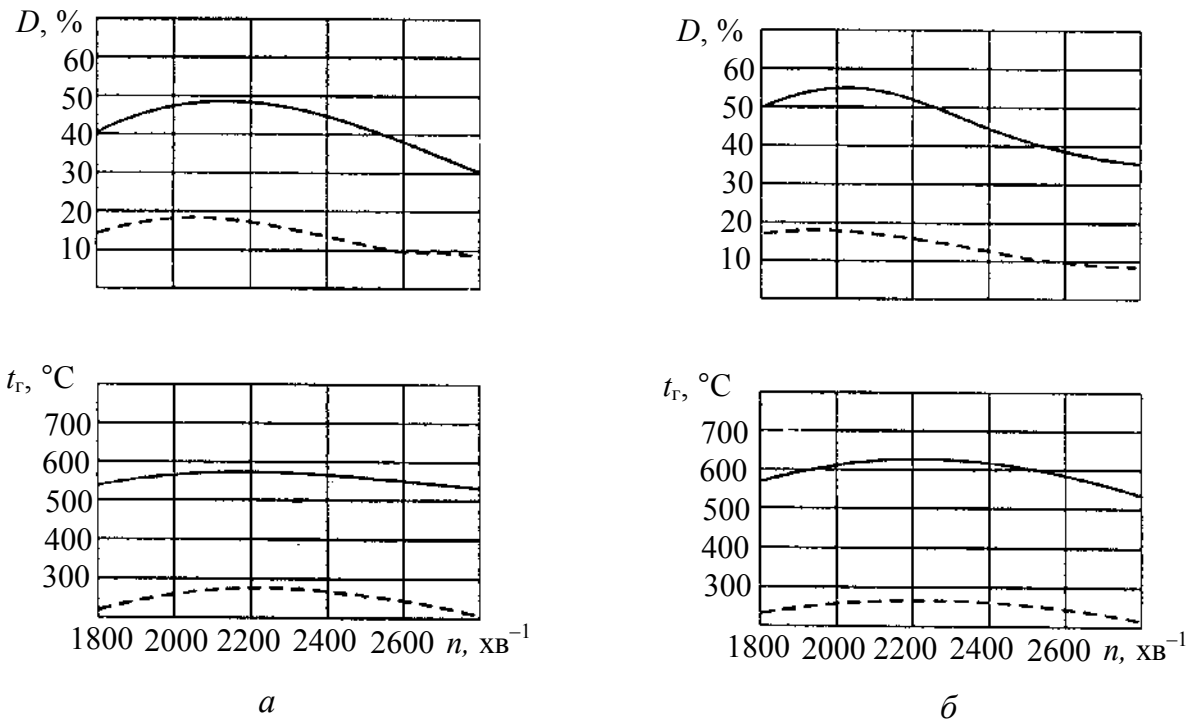


Рисунок 4.23 – Вплив ежекційної системи охолодження на температуру випускних газів дизелів типу ТД:

а – двигун 6ТД-1; *б* – двигун 6ТД-2; ——— – після турбіни наддуву;
– – – – – – після дифузора ежектора

Для забезпечення ефективної роботи ежектора, як свідчать дані об'єктової доводки, протитиск повинний має 0,023...0,03 МПа. Це є протитиск газів на випуску з двигуна. Для подолання цього опору витрачається потужність двигуна, що веде до збільшення потужності насосних ходів чотиритактних двигунів та зниження потужності двотактних двигунів через погіршення наповнення й продувки циліндра та зменшення ступеня розширення газів в турбіні.

Величина втрат потужності для подолання протитиску газів на випуску з двигуна типу 6ТД (двотактного)

$$\Delta P_{\text{вип}} = \left\{ 6{,}2 \times 10^{-6} \times \alpha \times \varphi \times в \times T_{Г} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{атм}}}{p_{\text{Г}}} \right)^{0{,}25} \right] \right\} P,$$

де $T_{\text{Г}}$ – температура випускних газів; інші позначення наведені у р. 4.1.1. цього підручника.

Величини втрат потужності двигуна через опір на випуску для різних об'єктів наведені у табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Зниження потужності двигуна через опір на випуску

Об'єкт	Двигун	Потужність у стендових умовах, кВт	Протитиск на випуску, МПа	Зниження потужності в об'єктових умовах, кВт	Відносне зниження потужності в об'єктових умовах, %
БТР-94	3ТД	206	0,015	12,5	6,1
Т-64А	5ТДФ	515	0,025	44,1	8,6
Т-80УД	6ТД-1	735	0,030	75,7	10,2
Т-84	6ТД-2	882	0.030	94,1	10,7

З цієї таблиці видно, що із збільшенням опору на випуску збільшується відносне зниження потужності, яке у двигунів типу 6ТД сягає майже 11 %.

Підкреслимо, що це найбільш вагома складова втрат потужності двигуна при його роботі в об'єктових умовах (по відношенню до втрат потужності, наприклад, через підвищений гідравлічний опір повітроочисника від пилу на впуску двигуна тощо).

Природно, що така втрата потужності двигуна в об'єктових (експлуатаційних) умовах суттєво обмежує позитивні якості ежекторної системи

охолодження.

Додамо до втрат потужності двигуна від опору на випуску також і втрати потужності від опору на впуску (див. р. 4.1.1). Тоді, з урахуванням втрат на впуску та випуску, загальна потужність двигунів типу 6ТД в об'єктових умовах ще більше зменшиться (у порівнянні зі стендовими випробуваннями) і складе:

- двигун 6ТД-1: $P_{e\ \text{об'єкта}} = 735 - (43{,}5 + 75{,}7) = 615{,}8$ кВт;
- двигун 6ТД-2: $P_{e\ \text{об'єкта}} = 882 - (58{,}5 + 94{,}1) = 729{,}4$ кВт.

Таким чином, в узагальненому вигляді залежність між стендовою та об'єктовою (експлуатаційною) потужностями можна записати так:

$$P_{e\ \text{об'єкта}} \approx 0{,}83\ P_{e\ \text{стенда}},$$

тобто загальні втрати агрегатної потужності двигунів типу 6ТД сягають 17 %.

Враховуючи, що 2/3 зниження потужності обумовлено опором на випуску, в сучасних об'єктах використовують вентиляторні системи охолодження з керованою частотою обертання робочого колеса за допомогою гідромуфти на різних експлуатаційних режимах роботи двигуна.

Однак, вентиляторна система охолодження все ж не забезпечує суттєвих переваг перед ежекційною, оскільки опір на випуску практично неможливо зменшити нижче 0,015 МПа, тоді як і на його подолання все одно витрачається значна потужність двигуна.

Разом з цим, підкреслимо, що ежекторна система має ряд конструктивних переваг перед вентиляторною:

- відсутність привода вентиляторного робочого колеса, що спрощує конструкцію охолоджувача;
- можливість більш гнучкої компоновки МТВ;
- автоматичне і суттєве зниження температури випускних газів;
- автоматичне підвищення ефективності роботи системи охолодження при збільшенні температури навколишнього середовища.

В той же час, до переваг вентиляторної системи слід віднести великий напір, що створюється робочим колесом, який дозволяє використовувати радіатори з більшим аеродинамічним опором та меншою поверхнею теплообміну.

В теперішній час помітна тенденція збільшення потужності силової установки НТМ. Це є неможливим без застосування більш ефективних конструктивних рішень по розсіюванню теплоти від об'єктових систем двигуна, коли не допускається перегрів середовища МТВ.

Одним з напрямків вирішення цієї актуальної і складної проблеми слід вважати комбінацію ежекційної та вентиляторної систем охолоджування двигуна.

4.2.2. Операції доводки об'єктових систем випуску

Вище, у р. 4.2.1, викладено основи такої доводки. Там також підкреслювалось, що в основі доводочних робіт лежать перевірки і контроль функціонування системи випуску та усунення недоліків, які виявлятимуться.

По-перше, наведемо основні напрямки перевірок і контролю при доводці систем випуску у процесі розробки нових двигунів:

- перевірка рівня аеродинамічного опору тракту випуску;
- контроль герметичності цього тракту на протязі терміну служби двигуна з метою підтримання протипожежної безпеки;
- контроль впливів теплових деформацій елементів випускного тракту на роботу двигуна у МТВ;
- контроль якості теплової ізоляції цього тракту з метою реального зниження температури середовища у МТВ та демаскування проти теплового наведення на об'єкт;
- перевірка рівня витрат повітря при ежекційній системі охолодження;
- перевірка і контроль ефективності роботи ежектора по тиску газів, що витікають з його сопел;
- перевірка ефективності комбінування ежекційної та вентиляторної схем для підвищення продуктивності системи охолодження двигуна.

Треба зауважити, що останні три напрямки доводки випускного тракту пов'язані з системою охолодження двигуна. Але треба враховувати, що від стану випускної системи, перш за все, залежить ефективність ежекційної схеми охолодження. Тому доречно включити і такий матеріал в цей розділ. Означені перевірки і контроль покладені в основу операцій доводки конструкцій випускної об'єктової системи двигуна.

Такі операції і контроль, в основному, запроваджуються у процесі об'єктових випробувань, тобто в умовах реальної тривалої експлуатації.

За їх результатами, як це показано вище у гл. 3, по кожному напрямку доводочних робіт проводять аналіз конструктивних рішень та значень обраних параметрів елементів випускної системи. Результати такого аналізу дозволяють уточнити як конструктивні рішення, так і означені параметри. Підтвердженням таких уточнень мають стати заключні доводочні випробування.

Кінцевою метою доводки конструкції випускної системи є оптимізація конструктивних рішень та параметрів її елементів. Вона здійснюється за даними об'єктових випробувань, які виступатимуть як вихідні експериментальні дані при вирішенні відповідних оптимізаційних задач.

На завершення доводки нового двигуна оцінюють ефективність запропонованих уточнень його випускної системи за обраними критеріями.

Зупинимося коротко на деяких методичних аспектах доводки випускної системи. Це стосується видів випробувань, їх термінів, вимірювального обладнання, методик перевірок і контролю тощо.

Для кожного напрямку встановлюють конкретні терміни перевірок і контролю випускного тракту, виходячи з причин і характеру можливих відмов.

Для кожної операції доводки призначаються вимірювальні прилади, розробляються методики перевірок і контролю. В більшості вони стандартні або такі, що висвітлені у тій же гл. 3. Це стосується таких вимірювань: витрат повітря на ежекцію системи охолодження; тиску (протитиску) газів, які витікають із сопел ежектора; термічного опору ізоляції випускного тракту; рівня температури в елементах тракту.

Саме такий системний підхід дозволив ХКБД спланувати та реалізувати складну програму робіт по доводці випускних трактів кожного двигуна з серії 5ТДФ, 6ТД-1, 6ТД-2 тощо.

Про високу ефективність цих робіт свідчать результати їх нормальної тривалої експлуатації при практично відсутніх серйозних відмовах по випускних трактах. Сказане дозволяє поширювати, у разі необхідності, наведений системний підхід на розробку методів та операцій доводки інших об'єктових систем двигуна НТМ.

4.2.3. Забезпечення роботи газоповітряного тракту в особливих умовах

Двигуни наземних транспортних машин функціонують і в специфічних умовах, які пов'язані із подоланням водних перешкод, рухом по зараженій місцевості, діянням ударної хвилі при ядерному вибуху. У зв'язку з цим двигун сприймає додаткові навантаження, а його функціонування забезпечується додатковими заходами. Вони вимагають і додаткових операцій доводки газоповітряного тракту в об'єктових умовах.

а) Особливості подолання водних перешкод

Особливості роботи двигуна при подоланні НТМ водних перешкод полягають у такому:

- виникає додатковий тиск на вході повітря у компресор та підвищується протитиск на випуску;
- виникає необхідність у герметизації МТВ; тому повітря та гази рухаються по різних вивідних трасах;
- потрібний захист двигуна від попадання води при раптовій зупинці.

Відповідно до сучасних вимог об'єкт має без підготовки (з ходу) долати водну перешкоду глибиною до 1,8 м, а з підготовкою – до 7 м.

При переміщенні об'єкта під водою змінюються сили, які діють на об'єкт; також збільшуються втрати силової установки. Втрати потужності обумовлені збільшенням розрідження на впуску та протитиску на випуску. Це приводить до зниження коефіцієнтів наповнення та надлишку повітря, підвищення температури випускних газів та, як наслідок, до зменшення агрегатної потужності двигуна.

Розглянемо питання щодо необхідної потужності двигуна при подоланні водних перешкод.

Щоб об'єкт рухався під водою, треба виконати умову

$$P_{сц} > P_{ДВЗ} > R,$$

де $P_{сц}$ – сила зчеплення гусениць об'єкта з ґрунтом; $P_{ДВЗ}$ – сила тяги двигуна; R – сила зовнішнього опору руху об'єкта.

Якщо вищенаведена нерівність виглядає у якийсь момент, як рівність, то рух стає неоднозначним.

У даній нерівності найбільш невизначеною є сила зовнішнього опору:

$$R = R_f + R_\alpha + R_В,$$

де R_f , R_α , $R_В$ – сили опору відповідно ґрунту, підйому, зустрічного потоку води.

Окремі складові сил зовнішнього опору можна визначити за такими формулами:

$$R_f = f(B - B_В)\cos\alpha;$$

$$R_\alpha = (B - B_В)\sin\alpha,$$

де f – коефіцієнт опору руху, який залежить від типу ґрунту;

B та $B_В$ – відповідно маси об'єкта на суші та у воді, яку він витискує;

α – кут підйому при виході об'єкта на берег.

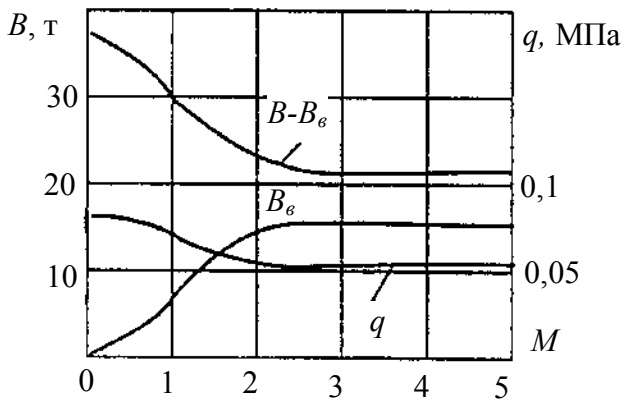


Рисунок 4.24 – Залежність маси об'єкта та питомого тиску від глибини занурення

Закономірність зміни маси об'єкта при подоланні водної перешкоди залежно від глибини занурювання у воду показана на рисунку 4.24, де (B – $B_В$) являє собою масу зануреного об'єкта. Із рисунка випливає, що при глибині занурення біля 2 м маса об'єкта складає 58 % його маси на суші, тобто зменшується майже вдвічі.

При переміщенні під водою по горизонталі потрібна потужність для подолання опору ґрунту

$$P_f = \frac{f \cdot (B - B_В) \cdot V}{270}.$$

Більш складними залежностями характеризується опір води при переміщенні об'єкта:

$$R_В = C \times \frac{\rho \cdot V^2}{2} S,$$

де C – коефіцієнт опору води переміщенню об'єкта; ρ – масова густина води; S – найбільша площа поперечного перерізу об'єкта; V – швидкість потоку, що набігає на об'єкт.

Найбільші труднощі пов'язані з визначенням коефіцієнта опору води рухові об'єкта. Даний коефіцієнт вимірюється експериментально для конкретного об'єкта і лежить у межах 1,2...1,4.

Потужність, яка необхідна для переборення опору води, визначають за формулою

$$P_{\text{В}} = \frac{R_{\text{В}} \cdot V}{270}.$$

При переміщенні об'єкта по горизонтальній ділянці потрібна потужність на ведучих колесах

$$P = P_f + P_{\text{В}} = \frac{f \cdot (B - B_B) \cdot V}{270} + \frac{R_{\text{В}} \cdot V}{270} = \frac{V}{270}(R_f + R_{\text{В}}).$$

Результати визначення необхідної потужності, отримані М.І. Романовим, показані на рис. 4.25.

З графіка видно, що із збільшенням швидкості руху різко збільшується потрібна для цього потужність на ведучих колесах. Тому при підводному переміщуванні обмежують швидкість об'єкта у межах 6...8 км/год. При цьому необхідна потужність на ведучих колесах при швидкості 8 км/год складає 120...190 кВт. З урахуванням ККД передачі відповідна потужність двигуна дорівнює 160...240 кВт.

Найбільші труднощі щодо подолання водних перешкод виникають при виході об'єкта на берег. При цьому виникає додатковий опір руху об'єкта через необхідність подолання підйому:

$$R_\alpha = f \cdot (B - B_{\text{В}}) \cdot \cos\alpha + (B - B_{\text{В}})\sin\alpha + R_{\text{В}}.$$

Відповідна потужність на ведучих колесах, необхідна для подолання підйому,

$$P_\alpha = \frac{R_\alpha \cdot V}{270}.$$

Тепер сумарна потужність на робочих колесах, що необхідна для подолання підйому,

$$R_{\Sigma} = P_f + P_{\text{В}} + P_{\alpha}.$$

Визначена за даною залежністю величина сумарної потужності для кута підйому 15° показана на рис. 4.25, позиція 4. При швидкості руху об'єкта 8 км/год величина необхідної потужності на ведучих колесах складає 325 кВт, що відповідає (з урахуванням ККД передачі) агрегатній потужності двигуна 400 кВт, тобто у 2,5 рази більше у порівнянні з рухом на горизонтальній ділянці. Тому крутизна склонів протилежного берега річки не має перевищувати влітку 15°, а взимку – 10°.

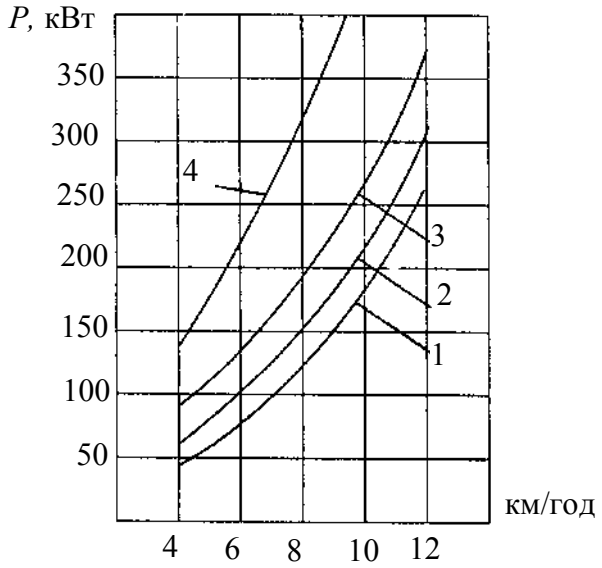


Рисунок 4.25 – Потужність на ведучих колесах залежно від швидкості руху об'єкта на різних ґрунтах:

1 – щільний пісок; 2 – замулений пісок; 3 – замулений грунт; 4 – замулений пісок при куті підйому 15°

Виникає запитання, чи забезпечує двигун рух об'єкта під водою. Рух, як правило, здійснюється на першій передачі при практично постійній частоті обертання колінчастого вала.

Наприклад, для двигунів типу 5ТДФ така частота відповідно до інструкції по експлуатації складає 2600...2800 хв$^{-1}$. З урахуванням збільшення опору на впуску та протитиску на випуску максимальна потужність двигуна 5ТДФ в об'єктових умовах складає біля 500 кВт.

Виконаний аналіз показує, що існуючі вітчизняні об'єкти оснащені двигунами, які цілком забезпечують подолання водних перешкод навіть при наявності додаткового тиску на впуску та випуску.

Сучасні вітчизняні об'єкти Т-80УД та Т-84 долають водні перешкоди глибиною 1,8 м (система "брід") без підготовки, а при глибині до 5 м – з необхідною підготовкою (установка спеціальних подовжувальних труб на впуску й випуску). При використанні 4-тактного двигуна потреба у таких подовжувачах відпадає.

б) Захист силової установки від ураження ударною хвилею

По відношенню до газоповітряного тракту шкідливий вплив ударної хвилі виявляється у забиванні землею сіток над повітроочисником й траси викидання пилу з повітроочисника, в деформаціях його корпуса та циклонів.

Вказані вкрай негативні явища викликають зменшення витрати повітря через двигун, зрив руху повітря у компресорі (помпаж), погіршення якості очищення повітря від пилу і, особливо, бруду.

Для послаблення небажаних наслідків ударної хвилі (ураження) передбачають надійний захист двигуна при його роботі на об'єкті від надлишкового тиску ударної хвилі. Такий захист має забезпечувати автоматичну герметизацію МТВ за допомогою установки спеціальних шторок над повітроочисником й в системах випуску газів та усунення пилу, а також керувати спрацьовуванням механізму аварійної зупинки двигуна.

в) Розробка методів доводки газоповітряного тракту для роботи в особливих об'єктових умовах

Використаємо підхід до такої розробки, викладений вище у р. 4.2.2.

Згідно з ним, до операції доводки конструкції газоповітряного тракту для роботи в особливих (екстремальних) умовах належать:

- об'єктові випробування партії двигунів з метою перевірок і контролю ефективності заходів щодо забезпечення стабільного функціонування всіх елементів газоповітряного тракту при подоланні без спеціальної підготовки водних перешкод чи при ударно-хвильовому ураженні;
- аналіз результатів таких перевірок і контролю з метою можливої корекції запроектованих конструктивних рішень для пристосування газоповітряного тракту до обслуговування двигуна НТМ в особливих умовах;
- уточнення цих конструктивних рішень за результатами доводки газоповітряного тракту;
- оцінка в об'єктових умовах ефективності запропонованих конструктивних уточнень.

Звичайно, операції доводки газоповітряного тракту треба конкретизувати відповідно до особливостей екстремальних умов використання об'єкта.

Так, при пристосуванні двигунів до подолання водних перешкод, треба забезпечити абсолютну надійність безперервної подачі повітря у

двигун, який у складі об’єкта знаходиться під водою на глибинах до 4...5 м. При цьому термін підводних об’єктових випробувань збільшують у декілька разів по відношенню до реальних експлуатаційних умов. Оцінюють межі погіршення робочого процесу у циліндрах двигуна при зростанні протитиску на підводному випуску. Особливо слід приділити увагу заходам захисту двигуна від проникнення води в нього при раптових зупинках, коли напір потоку газів чи повітря відсутній.

Не менш конкретно необхідно планувати і реалізовувати операції доводки газоповітряного тракту для запобігання ураження двигуна ударною хвилею. При цьому метою доводки тракту стає уточнення всіх параметрів засобів захисту силової установки від такого ураження (шторкових пристроїв герметизації МТВ, механізму аварійної зупинки двигуна тощо). При розробці означених методів доводки необхідно спиратися на багатий досвід випробувань, націлених на усунення впливу ударно-хвильового ураження об’єктів військової техніки на базі унікального (має статус національного надбання України) НДПКІ “Блискавка” при НТУ “ХПІ”. Зміст таких операцій доводки визначається особливостями роботи двигуна НТМ в екстремальних умовах та вимогами надійної роботи силової установки.

4.3. Доводка об’єктової системи охолодження двигунів НТМ

Система охолодження призначена для розсіювання теплоти з метою підтримання температури деталей у межах, що забезпечують їхню надійну роботу.

Для сучасних двигунів НТМ тепловіддача у воду складає 13...14 % від введеної теплоти для двотактних двигунів з протилежно рухомими поршнями та 18...20 % – для чотиритактних двигунів.

Система охолодження займає найбільшу долю об’єму у МТВ, тому вона визначає його конфігурацію й впливає на загальну компоновку об’єкта. Крім того, саме система охолодження визначає можливість використання потенціальної потужності двигуна при високій температурі навколишнього середовища, отже й ступінь рухомості об’єкта.

4.3.1. Основи доводки конструкції високотемпературної системи охолодження в об'єктових умовах

Розглянемо особливості об'єктової системи охолодження

Це дозволить обґрунтувати шляхи поліпшення ефективності цієї системи за результатами доводки її конструкції.

У табл. 4.6 наведені складові об'ємів МТВ двигунів НТМ.

Таблиця 4.6 – Об'єми елементів МТВ об'єктів Т-64 та Т-80УД

Елементи	Об'єкти			
	Т-64		Т-80УД	
	Об'єм		Об'єм	
	$м^3$	%	$м^3$	%
Повітроочисник	0,16	7,08	0,21	7,42
Система охолодження	0,72	31,70	0,93	32,86
Двигун	0,82	36,12	0,90	31,80
Трансмісія та картери	0,20	8,81	0,27	9,54
Баки	0,13	5,72	0,17	6,00
Газохід	0,04	1,76	0,05	1,77
ВЗП	-	-	0,10	3,53
Інші	0,20	8,81	0,20	7,07
Всього	2,27	100	2,83	100
Фактично	2,64	-	3,1	-

Слід відзначити велику щільність компоновки – 93 % від теоретичного об'єму МТВ.

З таблиці випливає, що об'єм системи охолодження розглянутих об'єктів складає до 33 % від загального об'єму МТВ.

При збільшенні потужності двигуна, отже і тепловіддачі, об'єм системи охолодження зростає з випереджуючими темпами у порівнянні із об'ємом двигуна.

За даними А.А. Репіна залежність об'єму системи охолодження від рівня тепловіддачі можна надати у вигляді:

$$V_{розр} = V_{сер} \times \frac{Q_{розр}^{2,2}}{Q_{сер}^{2,2}}$$ – для ежекційної системи охолодження;

$$V_{розр} = V_{сер} \times \frac{Q_{розр}^{2,05}}{Q_{сер}^{2,05}}$$ – для вентиляторної системи охолодження;

де $V_{сер}$, $Q_{сер}$ – відповідно об'єм системи охолодження та тепловіддача серійного двигуна; $V_{розр}$, $Q_{розр}$ – те ж двигуна, що розробляється та має схему, аналогічну з серійним двигуном.

Прогнозовані складові об'ємів МТВ з ежекційною системою охолодження, які визначено з урахуванням наведених вище залежностей та експериментальних даних, показані на рис. 4.26.

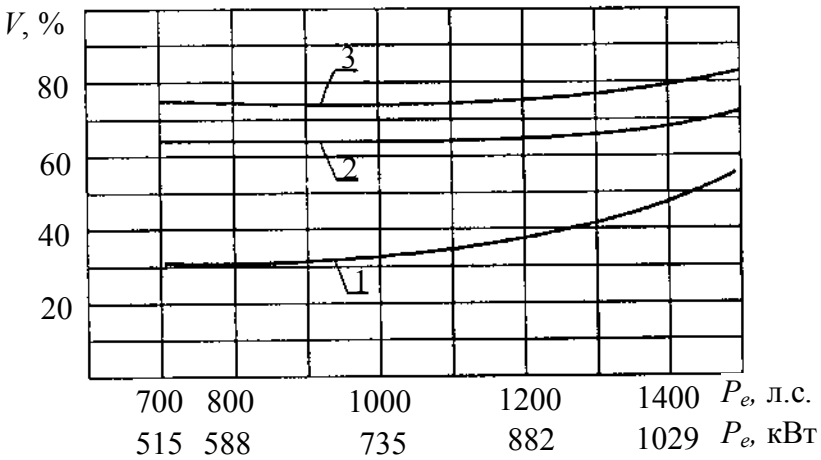


Рисунок 4.26 – Складові об'ємів МТВ залежно від потужності двигуна:

1 – об'єм системи охолодження; 2 – об'єми двигуна і системи охолодження; 3 – об'єми двигуна, системи охолодження та повітроочисника

З цього рисунка бачимо, що при потужності двигуна 735 кВт об'єм системи охолодження складає 33%, а при потужності 1103 кВт – вже 55% від об'єму МТВ. Враховуючи випереджальне зростання об'єму системи охолодження на об'єктах "Леопард 2" та "Леопард 2К", об'єм системи охолодження на цих об'єктах обмежують розмірами, які дозволяють використати 75...80 % потужності двигуна при високій температурі навколишнього середовища. Номінальна його потужність реалізується тільки на режимах розгону та подолання перешкод, тобто при короткочасному навантажені.

Дуже актуальною при доводці об'єктової системи охолодження є проблема зменшення об'єму цієї системи.

Основними напрямами такої доводки вважаються зниження тепловіддачі та збільшення ефективності розсіювання теплоти, що забирається від двигуна.

а) Розробка та доводка заходів щодо зниження тепловіддачі від двигуна в об'єктову систему охолодження

Можливі декілька способів зниження такої тепловіддачі.

Розглянемо найбільш ефективні з них:

- ◑ проміжне охолодження повітря;
- ◑ дроселювання теплоти у поршні;
- ◑ підвищення температур охолоджувальної води та масла.

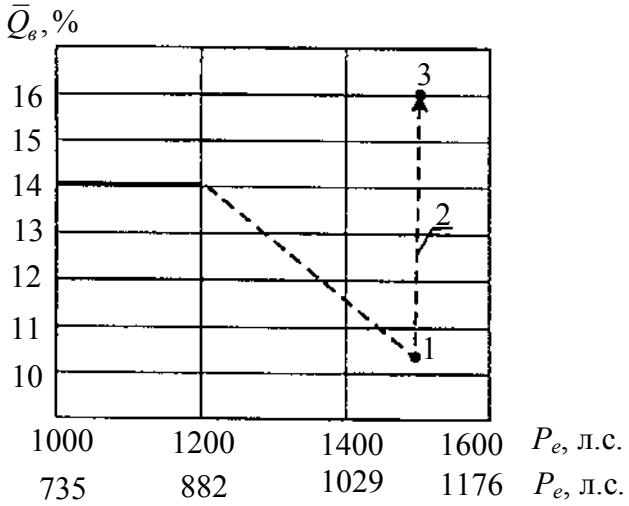


Рисунок 4.27 – Відносна тепловіддача у воду у двигунах типу 6ТД:

1 – тепловіддача від двигуна із проміжним охолодженням повітря; 2 – тепловіддача від повітря; 3 – сумарна тепловіддача

Проміжне охолодження повітря застосовується з метою збільшення масового заряду повітря. При тиску наддуву 0,3 МПа охолодження повітря на 100 °С збільшує густину повітря на 25...27 %, що дозволяє відповідно збільшити потужність двигуна при постійній температурі випускних газів. При цьому тепловіддача у воду від повітря складає 5...6% від введеної теплоти (рис. 4.27). Зростає і сумарна тепловіддача у воду від 14 % до 16,2 %, тобто у середньому на 15 %.

Враховуючи, що тиск наддуву та температура повітря на двотактних двигунах залежить від частоти обертання колінчастого вала, ефект охолодження повітря на режимах максимальної потужності та максимального крутного моменту різний.

На рис. 4.28 наведено температури повітря та охолоджувальної рідини (води) двигуна типу 6ТД.

На режимі максимального крутного моменту температури повітря і означеної рідини зрівнюються.

Тому для охолодження повітря на всіх режимах роботи двигуна, в тому числі на режимі $M_{e_{\max}}$, потрібно знизити загальну температуру охолоджувальної рідини або ввести додатковий охолоджувальний контур.

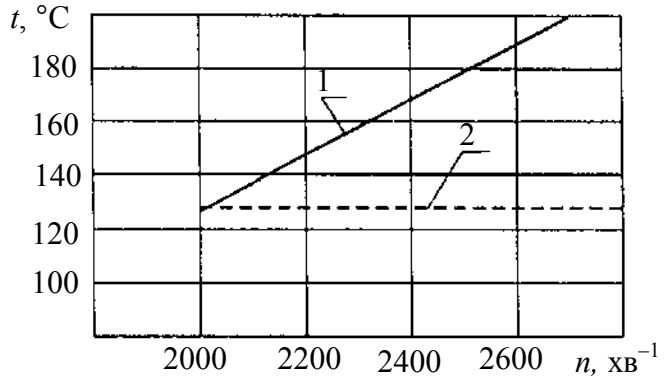


Рисунок 4.28 – Ефективність охолодження наддувочного повітря в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна типу 6ТД:

1 – температура повітря після компресора; 2 – температура охолоджуючої рідини

Таке рішення ускладнює конструкцію системи охолодження, збільшує її габарити.

При доводці конструкції систем охолодження, враховуючи доцільність введення проміжного охолодження наддувного повітря, треба використовувати комплексний показник – габаритну потужність МТВ.

Вітчизняні двигуни НТМ, як підтверджено результатами випробувань при доводці конструкції системи охолодження, можуть не мати проміжного охолодження повітря після компресора наддуву. У той же час габаритна потужність МТО вітчизняного об'єкта складає 285 кВт/м^3 проти 243 кВт/м^3 у об'єкта "Леопард", який має проміжне охолодження повітря. Відмова від проміжного охолодження повітря на вітчизняних двигунах типу 6ТД стала можливою завдяки ретельній доводці конструкції системи охолодження власне двигуна з метою підвищення ефективності теплозйому в ній.

Дроселювання теплового потоку є найбільш доцільним засобом зменшення тепловіддачі в охолоджувальну рідину, тобто і в середовище МТВ.

Ефективність зниження тепловіддачі оцінюють коефіцієнтом адіабатності

$$\eta_{ад} = \frac{\Delta Q}{Q},$$

де ΔQ – зменшення кількості теплоти, що віддається у систему охолодження; Q – загальна кількість теплоти, яка віддається в систему охолодження двигуна без адіабатного ефекту.

Підкреслимо, що ΔQ – це не тепловіддача у воду, а зменшення рівня такої тепловіддачі; $\Delta Q = Q - Q_{ад}$, де $Q_{ад}$ – втрати теплоти в систему охолодження двигуна з адіабатним ефектом.

Таким чином,

$$\eta_{ад} = 1 - \frac{Q_{ад}}{Q}.$$

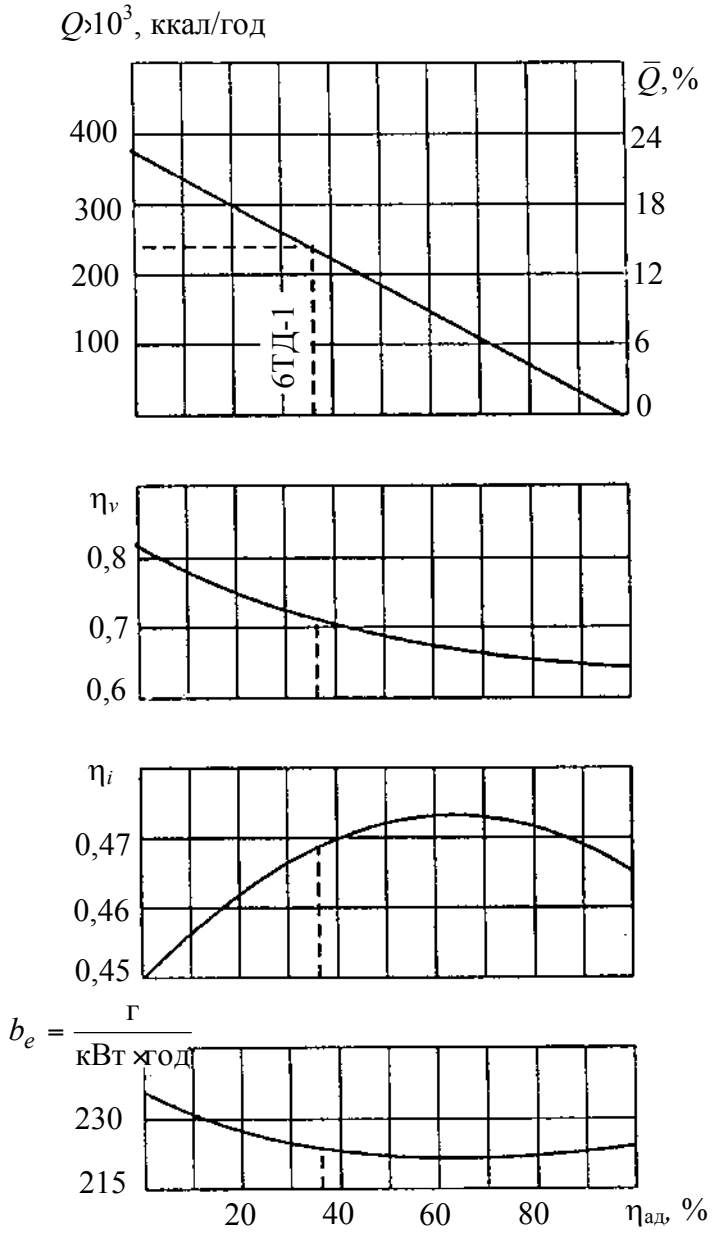


Рисунок 4.29 – Залежність показників двигунів типу 6ТД від коефіцієнта адіабатності

Фізичний зміст коефіцієнта адіабатності у тому, що при $\eta_{ад} = 0$ тепловіддача від двигуна у воду є максимальною. А при коефіцієнті $\eta_{ад} = 1$ така тепловіддача відсутня, що й відповідає змісту адіабатичного процесу.

На рис. 4.29 показано, як $\eta_{ад}$ впливає на показники двигуна типу 6ТД. Із збільшенням коефіцієнта адіабатності зростає температура КЗ, що викликає зниження коефіцієнта наповнення η_v внаслідок підвищення температури повітряного заряду.

При $\eta_{ад} = 0{,}5...0{,}6$ індикаторний ККД зростає, а тому питома ефективна витрата палива знижується. Подальше зростання $\eta_{ад}$ викликає зниження індикаторного ККД η_i. Величину коефіцієнта адіабатності на рівні 50...60 % (0,5...0,6) слід вважати оптималь-

ною з точки зору економічності b_e, що добре узгоджується з даними провідних фірм – Cummins, Komatzu тощо.

Величина коефіцієнта адіабатності двигуна 6ТД-1 складає ~ 35 %, що наближається до оптимуму.

Високий ступінь адіабатності на двигунах типу 6ТД досягається завдяки складеній конструкції поршня, що має сталеву накладку, температура якої на поверхні КЗ сягає 960 °С (рис. 4.30, а).

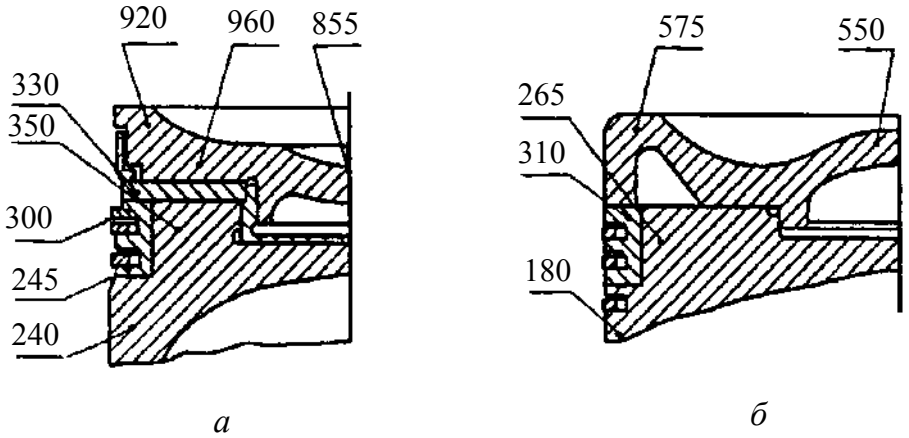


Рисунок 4.30 – Температурні поля складених поршнів:
а – двотактний двигун типу 6ТД; *б* – чотиритактний двигун 12ЧН15/16

З метою усунення небезпеки розпальних тріщин поверхня КЗ вкривається в середовищі вакууму термодифузійним хромом товщиною 0,025...0,065 мм. Особливістю покриття є дифузія хрому у сталь, що забезпечує його міцне зчеплення із основним металом. Через високу температуру накладки та великі відносні деформації її елементів при нагріванні гальванічні, особливо керамічні, покриття при теплозмінах, що характерні для експлуатації НТМ, відшаровуються вже через 15...20 годн роботи двигуна.

Висока температура накладки знижує температурний напір з боку газів, що й забезпечує зменшення тепловіддачі у систему охолодження на двигунах типу 6ТД.

Подібний ефект можна отримати і на чотиритактних двигунах, що мають складену конструкцію поршня (рис. 4.30, б). Температура накладки

чотиритактного двигуна 12ЧН15/16 сягає 575 °С, тобто вона нижча у порівнянні з двотактними дизелями. Однак навіть і такий рівень температур майже на 200 °С перевищує допустимий рівень для матеріалу (алюмінієвий сплав) монометалевого сплаву. Останнє й дозволяє знизити відносну тепловіддачу у воду на 20 % від введеної теплоти (з 20...22 % до 16...17 %).

Тепловіддача у воду та масло залежить від температури навколишнього середовища. Залежність тепловіддачі у воду і масло від їхньої температури для двигунів типу 5ТДФ показана на рис. 4.31. Із збільшенням температури охолоджувальної води при $t_{масла}$ = const = 110 °С (рис. 4.31, а), тепловіддача у воду знижується, а в масло збільшується. Сумарна тепловіддача сягає мінімуму при $t_{води}$ = 110 °С.

Із збільшенням температури масла при постійній температурі води ($t_{води}$ = const = 110 °С) тепловіддача в охолоджувальну воду збільшується, а у масло зменшується (рис. 4.31, б).

Аналіз наведених залежностей свідчить про те, що збільшення однієї з температур (води чи масла) знижує тепловіддачу у середовище із змінною температурою та викликає відповідне зростання тепловіддачі у середовище із стабільною температурою. Природно допустити, що з одночасним збільшенням температур води та масла тепловіддача у ці ж рідини буде зменшуватися. І, дійсно, це підтверджується графіками на рис. 4.31 (в) і в табл. 4.7. Якщо взяти величини тепловіддачі у воду і масло при температурі 110 °С за 100 %, то при підвищенні температур до 130 °С тепловіддача в охолоджувальну воду знизиться на 5,3 %, а у масло – на 13,9 %.

Дещо мала зміна тепловіддачі у воду пояснюється тим, що із підвищенням температури охолоджуючої рідини збільшується і температура деталей циліндропоршневої групи. На рисунку 4.32, а показана температура циліндру, а на рис. 4.32, б – температура корпусу поршня при температурах води 110 °С (чисельник) та 120 °С (знаменник). Зміна температури охолоджуючої рідини на 10 °С викликає підігрів вказаних деталей на 5... 8 °С. По цій же причині температурний напір поміж охолоджуваними деталями й водою змінюється несуттєво, що й обумовлює мале зниження тепловіддачі у охолоджуючу воду.

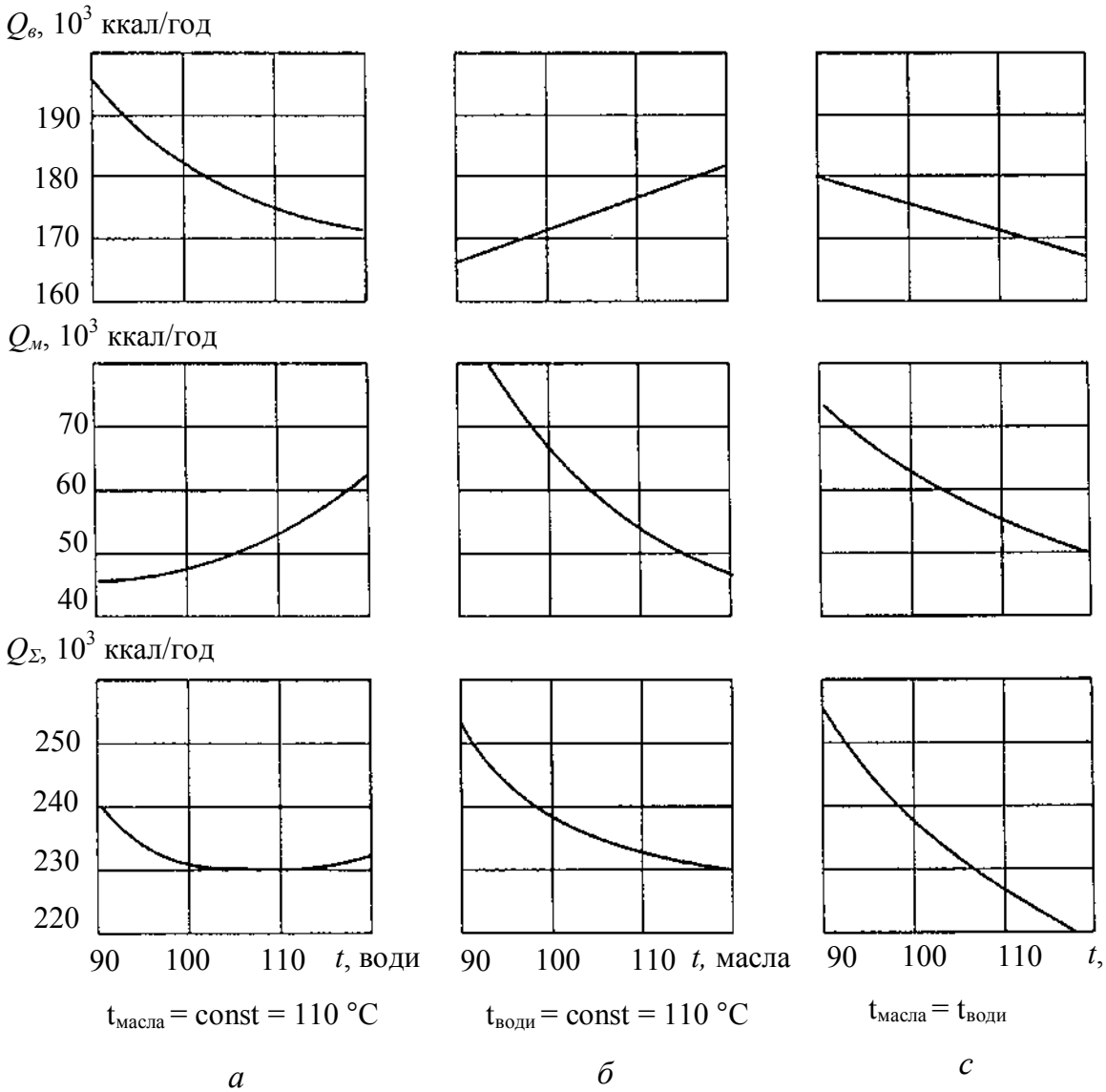
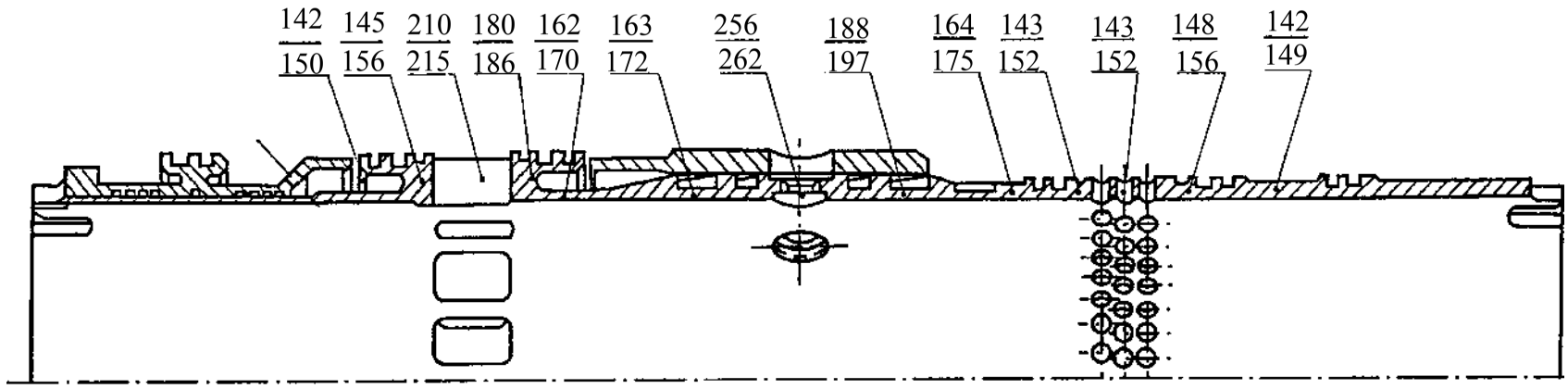


Рисунок 4.31 – Зміни тепловіддачі у охолоджуючу рідину двигуна типу 5ТДФ в залежності від:

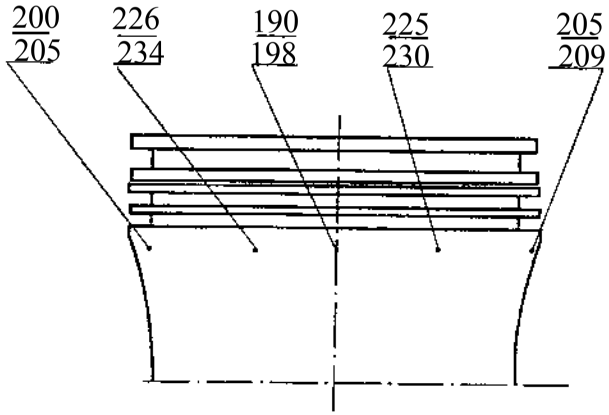
а – температури води; *б* – температури масла; *в* – одночасної (синхронної) зміни температур води та масла

Таблиця 4.7 – Зміна тепловіддачі залежно від температури охолоджувальної води та масла

Температура води і масла, °С при умові $t_{води}$= $t_{масла}$	Тепловіддача					
	у воду		у масло		сумарна	
	x10^{-3}, ккал/год	%	x10^{-3}, ккал/год	%	x10^{-3}, ккал/год	%
100	176	102,9	62	113,5	238	105,5
110	171	100	54,6	100	225,6	100
120	167	97,6	50	91,5	217	96,2
130	162	94,7	47	86,1	209	92,6



а



б

Рисунок 4.32 – Температура деталей циліндропоршневої групи двигунів типу 5ТДФ залежно від температури охолоджувальної води:

а – циліндр; *б* – поршень; температура води у чисельнику 110 °С, а у знаменнику 120 °С

Чи достатньо даного рівня зниження тепловіддачі у воду для роботи двигуна при високій температурі охолоджувальної рідини?

На рис. 4.33 для двигуна типу 5ТДФ наведено величини рівней тепловіддачі у воду і масло залежно від температури повітря на вході в компресор.

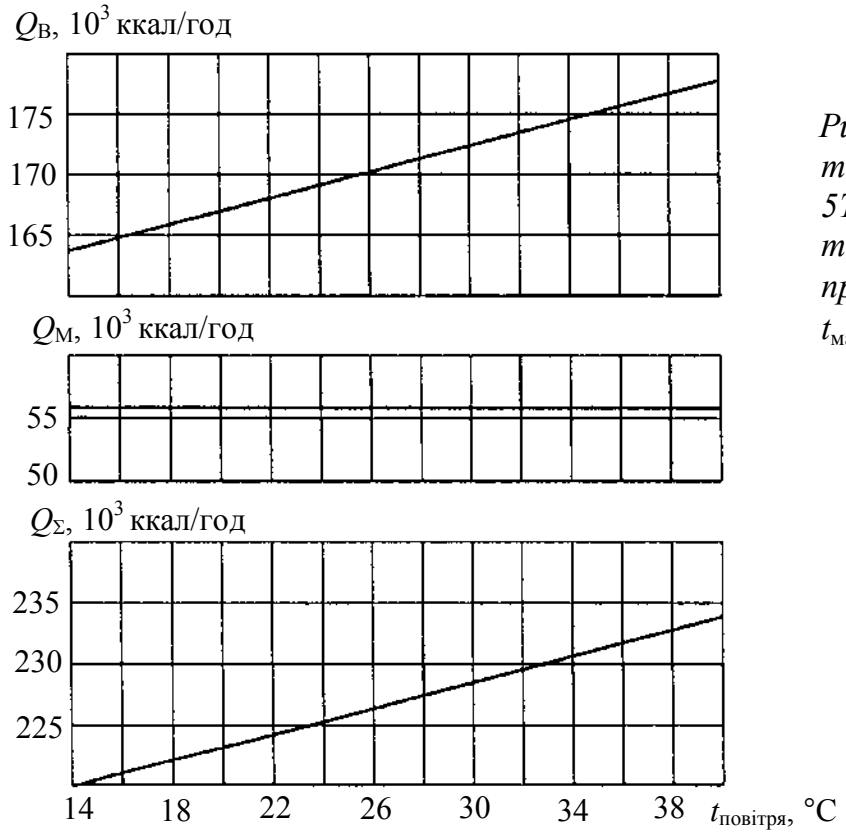


Рисунок 4.33 – Зміна тепловіддачі двигуна 5ТДФ залежно від температури повітря при умові $t_{масла} = t_{води} = 110$ °С

При нормальних атмосферних умовах ($t_{повітря} = 20$ °С) тепловіддача у воду складає 167×10^3 ккал/год, а при 40 °С – 178×10^3 ккал/год, тобто теплоти відводиться більше на 6,2 %. Вказане підвищення тепловіддачі в охолоджувальну воду може бути компенсовано підвищенням її температури від стандартного рівня 110 °С до 130 °С.

Підкреслимо, що прагнення до нормальної роботи двигуна в умовах подальшого підвищення температури навколишнього середовища вимагає подальшої доводки конструкції радіатора системи охолодження.

Тепловіддача у масло має свої особливості. Збільшення впливу підвищення температури навколишнього середовища на зниження тепловіддачі у масло, крім іншого, пояснюється зменшенням коефіцієнта тертя

внаслідок зниження в'язкості масла М-16ІХП-3, що зменшує роботу тертя у з'єднаннях деталей та виділення у парах тертя відповідної теплоти.

б) Вибір величини прокачування охолоджувальної рідини

Другим засобом суттєвого впливу на зменшення тепловіддачі від двигуна до охолоджувальної води вважається вибір величини прокачування цієї води у контурі охолодження або, що те ж саме, вибір продуктивності водяного насоса.

При цьому виходять з таких міркувань.

По-перше, залежно від типу системи охолодження у першому наближенні обирають величину перепаду температур Δt між входом і виходом води з порожнин охолодження двигуна. Для закритих, високотемпературних, замкнутих систем охолодження із примусовою циркуляцією такий перепад обирають на рівні 4...5 °С.

По-друге, на базі теплового розрахунку та теплового балансу системи охолодження визначають тепловіддачу у воду і далі – продуктивність водяного насоса у контурі цієї системи:

$$G_{\text{вод.нас}} = \frac{Q_{\text{ох.вод}}}{C \times \Delta t},$$

де $Q_{\text{ох.вод}}$ – тепловіддача у охолоджуючу воду; C – теплоємкість води;

Δt – перепад температур між входом і виходом води з порожнин охолодження двигуна.

По-третє, доцільний рівень прокачування охолоджувальної води уточнюють експериментально шляхом вимірювання тепловіддачі та необхідної потужності на обертання водяного насоса. На рис. 4.34 показано зміну тепловіддачі залежно від прокачування води у системі охолодження двигуна типу 5ТДФ. При прокачуванні води більше 40 м^3/год. тепловіддача у воду не змінюється, а потужність на привід насосу збільшується. Отже доцільний рівень прокачування лежить у межах 38...40 м^3/год. У цьому ж діапазоні і водяний насос має максимальний ККД.

І, нарешті, прокачування води крізь радіатор складає 80...85 % від загальної прокачки через двигун. В цих умовах для ефективного відведення теплоти швидкість охолоджувальної рідини у радіаторі має складати 0,3...0,5 м/с.

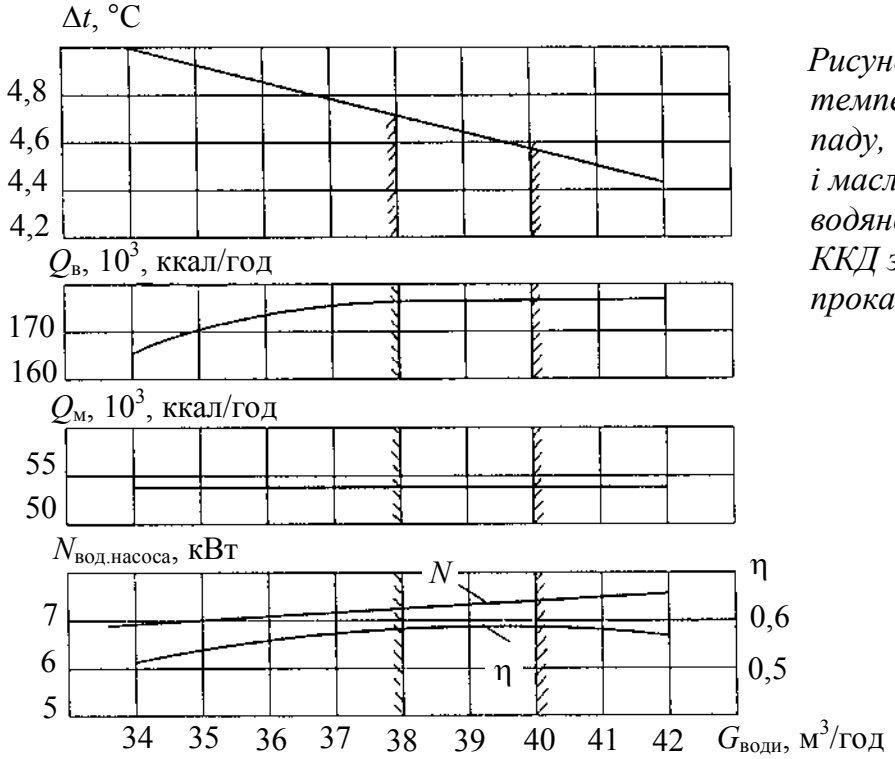


Рисунок 4.34 – Зміни температурного перепаду, тепловіддачі у воду і масло, потужності водяного насоса та його ККД залежно від прокачування води

Підкреслимо, що вказані особливості і закономірності, отримані при доводці двигуна 5ТДФ, залишаються такими ж і для двигунів НТМ типу 6ТД (6ТД-1, 6ТД-2, 6ТД-3).

в) Вибір тиску рідини у системі охолодження

Для зменшення тепловіддачі від двигуна до охолоджувальної води деякі можливості дає раціональний вибір тиску охолоджувальної рідини.

У сучасних НТМ з метою зниження тепловіддачі у воду використовують високотемпературні системи охолодження, де температура води сягає 110...130 °С.

Щоб вода не кипіла, тиск у системі охолодження об’єкта має бути не меншим за тиск насичених парів. Насичений пар стискається з рідиною у термічній з нею рівновазі, тобто рідина по суті існує одночасно у двох станах. Залежність температури кипіння води від тиску може бути визначена із співвідношення

$$T_{\text{кип}} = 273 + 560\sqrt[4]{p},$$

де p – абсолютний тиск, МПа.

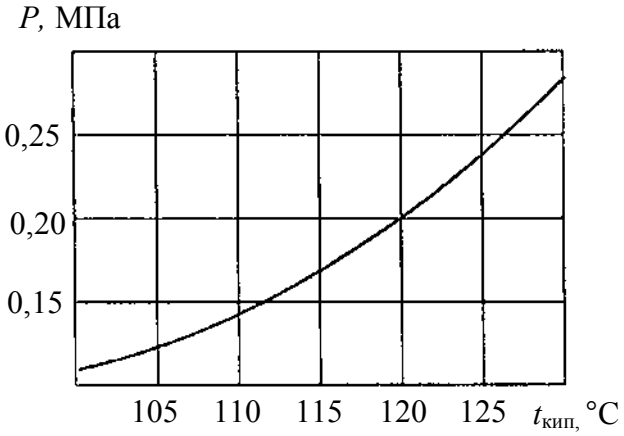


Рисунок 4.35 – Залежність температури кипіння від тиску

На рис. 4.35 показано цю залежність у графічному вигляді. Мінімальний тиск у системі охолодження при даній температурі має бути вищим, ніж тиск насичених парів. Дана умова реалізується шляхом розташування у найвищій зоні об'єктової системи охолодження розширюваного бачка.

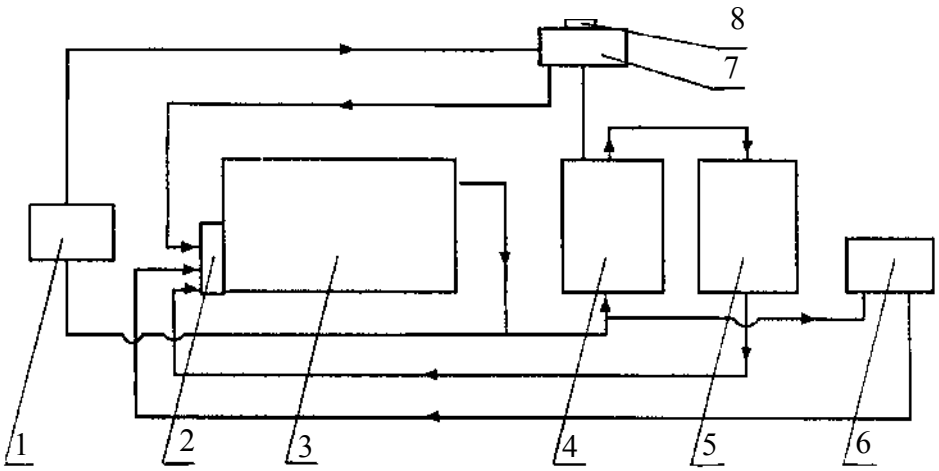
На рис. 4.36 показане розподілення тисків у системі охолодження об'єкта Т-64 при температурі води 110 °С.

Максимальний тиск після водяного насоса складає 0,44 МПа при прокачуванні води 36,2 м^3/год. У двигуні відбувається зниження тиску до 0,25 МПа, тобто втрата складає 0,19 МПа, а в радіаторі – до 0,14 МПа, тобто втрата складає 0,11 МПа (рис. 4.37).

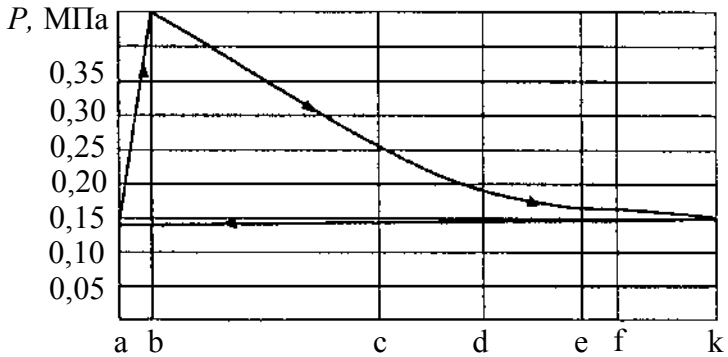
Тиск води на вході у водяний насос при температурі 110 °С складає 0,14 МПа. Необхідний рівень тиску на вході у водяний насос забезпечується за рахунок підпору води з розширювального бачка (позиція 7 на рис. 4.36). Об'єм розширювального бачка складає приблизно 20% від загального об'єму системи. При заправлянні системи охолодження частина бачка залишається незаповненою. Незаповнений об'єм використовується для розширення рідини при прогріванні, для відведення пари та створення пружної парової подушки.

З метою захисту компенсаційного бачка при різкому прогріванні рідини у ньому встановлений пароповітряний клапан (рис. 4.38). При підвищенні тиску насиченої пари вище зусилля затягування пружини парового клапана 2 паровий клапан 4 відкривається і система охолодження поєднується з атмосферою. Тиск у системі знижується.

При зниженні температури охолоджувальної рідини відбувається процес конденсації пари, що може привести до розріджування у розширюваному бачку. При зниженні тиску нижче атмосферного відкривається клапан 6, який спрацьовує при перепаді тисків на рівні 2...6 кПа.



I



II

Рисунок 4.36 – Розподілення тисків та схема охолодження об'єкта Т-64 ($t_{води}$ = 110 °С):

I – схема системи; II – розподілення тисків; 1 – газохід; 2– водяний насос; 3 – двигун; 4 – правий радіатор; 5 – лівий радіатор; 6 – котел підігріву; 7 – розширювальний (компенсаційний) бачок; 8 – пароповітряний клапан; тиск на ділянках: ab – водяного насосу; bc – блока; cd – з'єднувального шланга; de – правого радіатора; fk – лівого радіатора; ka – з'єднувального шланга

Найменший тиск у системі охолодження виникає на вході у водяний насос. Саме ця зона у найбільшій мірі й підлягає кавітаційним руйнуванням.

На рис. 4.39 показаний зовнішній вид елементів водяного насоса після неодноразової розгерметизації системи охолодження. Чітко помітні сліди кавітаційних руйнувань на раструбі входу до насоса (рис. 4.39, а), лопатках робочого колеса останнього (4.39, б). Причиною появи кавітації у даній зоні слід вважати створення зони зниженого тиску, що сприяє створен-

ню бульок пари й подальшому їх зхлопуванню. У цих місцях виділяється велика руйнівна енергія, що викликає ерозію деталей на вході у водяний насос.

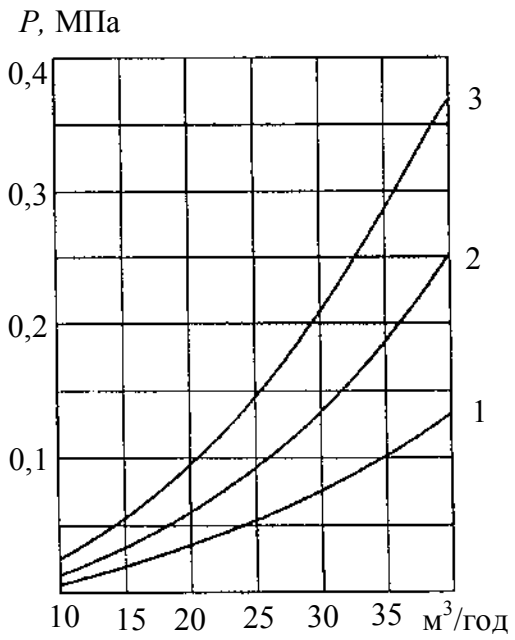


Рисунок 4.37 – Гідравлічний опір систем охолодження об'єкта Т-64:

1 – системи об'єкта; 2 – системи двигуна; 3 – сумарний опір

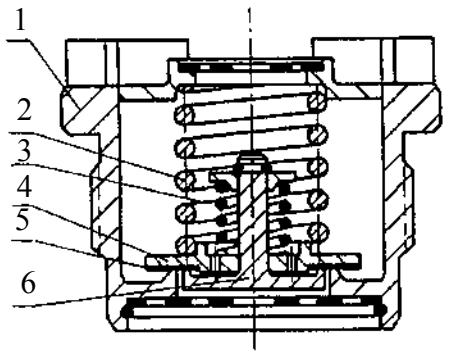


Рисунок 4.38 – Пароповітряний клапан:

1 – корпус; 2 – пружина парового клапана; 3 – пружина повітряного клапана; 4 – клапан паровий; 5 – прокладка регулювальна; 6 – клапан повітряний

Ефективність, особливо надійність, водяного насоса оцінюється кавітаційним запасом

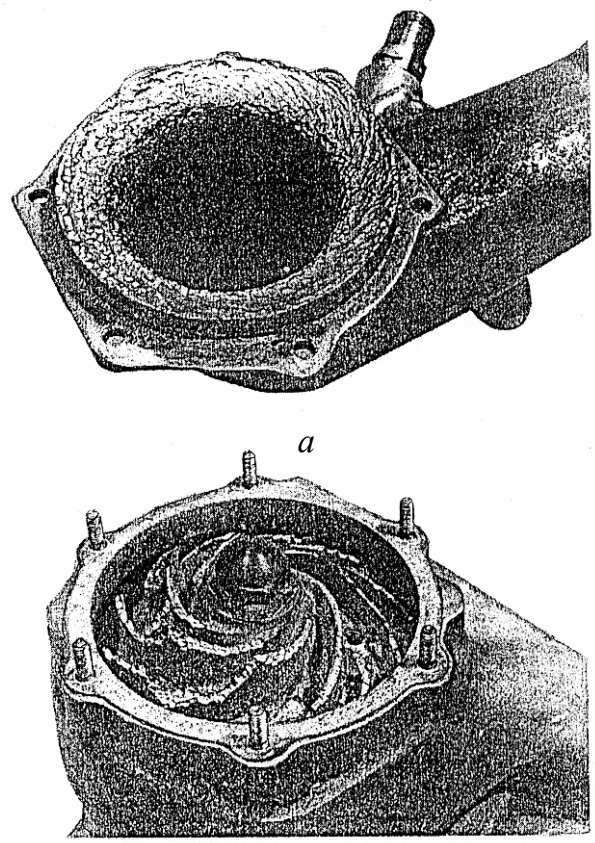
$$\Delta h = \frac{p_{\text{атм}} \pm p_{\text{в}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} + \frac{V_{\text{в}}^2}{2g},$$

де $p_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск, мм вод. ст.; $p_{\text{в}}$, $V_{\text{в}}$ – тиск та швидкість води на вході у насос відповідно; $p_{\text{н.п}}$ – тиск насичених парів; γ – питома вага води.

Кавітаційний запас досягає критичного рівня при падінні напору на 2 %. На рис. 4.40 показані варіанти кавітаційних характеристик водяного насоса двигуна типу 5ТДФ при різних частотах обертання робочого колеса. У водяного насоса з великим напором (крива 1) критичний кавітаційний режим виникає при $h_{\text{кр}}$ = 8,7 м вод. ст., а при меншому напорі (крива 2) – при $h_{\text{кр}}$ = 6,4 м вод. ст., тобто кавітаційний запас першого колеса знижується по відношенню до другого на 2,3 м вод. ст. Отже, будь-яке зниження тиску рідини на вході у робоче колесо зменшує кавітаційний запас.

Це обов'язково потрібно враховувати при доводці об'єктових систем охолодження

двигунів типу 5ТДФ для НТМ. Тим більше, що руйнування , засвідчені на рис. 4.39, виявлені саме при доводці конструкцій водяних насосів.



а

б

Рисунок 4.39 – Зовнішній вид деталей, що мають кавітаційні руйнування:
а – раструб водяного насоса; *б* – крильчатка водяного насоса

Суттєвий вплив на величину кавітаційного запасу чинить витрата охолоджувальної рідини. При цьому знижується загальна прокачка рідини через двигун. Характеристики фізичних процесів, що відбуваються у системі охолодження, залежно від кількості втраченої рідини, показані на рис. 4.41.

Аналіз цих даних свідчить про те, що при витраті до 5 л охолодної рідини напір та продуктивність водяного насоса суттєво не змінюються. Але при цьому знижується тиск на вході у водяний насос через зменшення тиску у розширювальному бачку. Характер руху рідини не змінюється; він залишається ламінарним, без помітних пароповітряних бульок.

При витратах рідини більш 8 л магістраль від розширювального бачка до входу у водяний насос заповнюється повітрям; вода стає насиченою повітрям (аерація). Знижуються напір і продуктивність водяного насоса (рис. 4.41). При витраті охолоджувальної рідини до 14...15 л напір різко знижується (до 50 %); прокачка води теж падає (до 30 %). Дана ситуація стає аварійною, оскільки крім кавітаційних руйнувань виникає небезпека перегрівів та задирання поршневої групи.

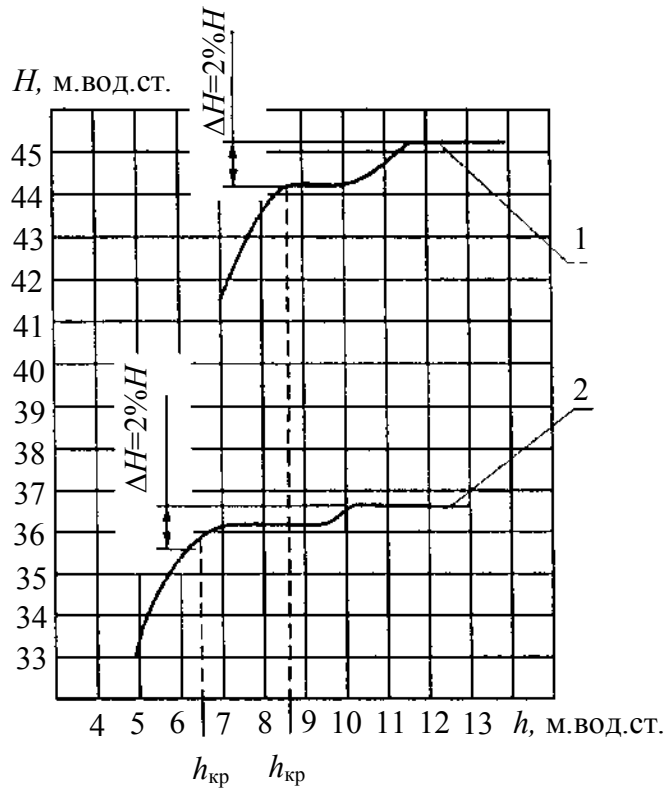


Рисунок 4.40 – Кавітаційні характеристики водяного насоса двигуна 5ТДФ з частотою обертання:

1 – 5425 хв$^{-1}$, G = 40 м^3/год.;
2 – 4950 хв$^{-1}$, G = 36 м^3/год.

Рисунок 4.41 – Вплив втрати рідини на параметри систем охолодження

Щоб застерегти аварійну ситуацію у системі охолодження в її найвищій зоні треба встановити датчик рівня рідини (витрат рідини), який подаватиме механіку-водію звуковий та світловий сигнали.

Треба обов'язково виконати ретельну доводку конструкції системи охолодження двигуна з метою підвищення тиску на вході у водяний насос, що має зняти всякі питання щодо аварійних ситуацій у цій об'єктовій системі двигуна. Це пов'язано з цим, що кавітаційний запас системи охолодження багато в чому визначається саме тиском рідини на вході у водяний насос.

Можливими напрямками такої доводки об'єктової системи охолодження є:

- підігрів води;
- додаткова її подача;
- встановлення додаткового насоса.

Збільшення тиску у розширювальному бачку за рахунок підігріву води або наддуву (додаткового

подавання води на вхід у водяний насос) приводять до незначного підвищення температури води у бачку (на 2...4 °С) і тиску на вході в насос (до 0,005 МПа).

Найбільш ефективним засобом підвищення тиску на вході у водяний насос є встановлення додаткового водяного насоса. Як допоміжний насос найбільш зручний струминний насос, що не має приводу та рухомих деталей. Робоча рідина підводиться до нього з напірної ланки основного насоса.

Водоструминні насоси, які використовуються для відсмоктування рідини, називаються ежекторами, тоді як для нагнітання – інжекторами; тобто за своїм призначенням водоструминний насос на вході до основного насоса є інжектором.

Схема встановлення інжектора на двигунах типу 5ТДФ показана на рис. 4.42, а. Вода з завитка під тиском по трубці 1 подається на вхід до інжектора 2 у кількості G_1. В самому інжекторі (рис. 4.42, б) вода підходить до сопла 5 і далі – до камери змішування 4, у яку крізь патрубок 6 надходить вода з розширювального бачка 4 у кількості G_2. В камері 4 здійснюється змішування двох потоків та передавання частини кінетичної енергії до води, що надходить з розширювального бачка.

Відносна подача

$$q = G_2/G_1,$$

а відносний напір

$$h = \frac{H_р}{H_к + H_р},$$

де $H_к$ – корисний напір; $H_р$ – робочий напір.

Тоді ККД інжектора

$$\eta = \frac{H_р}{H_к} \times \frac{G_2}{G_1}.$$

Корисний напір $H_к$ дорівнює різниці повних напорів у перерізах II та III, а повний напір в інжекторі дорівнює різниці повних напорів у перерізах I та III (рис. 4.42, б).

Залежність безрозмірних характеристик інжектора від відносної по-

дачі показана на рис. 4.42, в. ККД інжектора сягає максимального значення $\eta_{max} = 0{,}29$ при відносній подачі $q = 1{,}075$, тобто практично при $G_1 \approx G_2$.

При цьому відносний напір $h = 0{,}212$. Врахуємо, що відносний напір

$$h = \frac{H_р}{H_р + H_к} = \frac{1}{\frac{H_к}{H_р} + 1},$$

тоді при $h = 0{,}212$ отримуємо

$$\frac{H_к}{H_р} = 3{,}716,$$

відкіля

$$H_р = 0{,}269 \rangle H_к,$$

тобто при обраних співвідношеннях елементів інжектора й потоку маємо, що робочий напір складає 26,9 % від корисного.

На рис. 4.41 наведено характеристику водяного насоса 5ТДФ на режимі номінальної потужності двигуна; напір складає 30 м вод. ст. Це означає, що робочий напір інжектора

$$H_р = 30 \times 0.269 \approx 8 \text{ м вод. ст.}$$

Отже, водоструминний інжектор підвищує тиск на вході до водяного насоса у межах 8 м вод. ст.

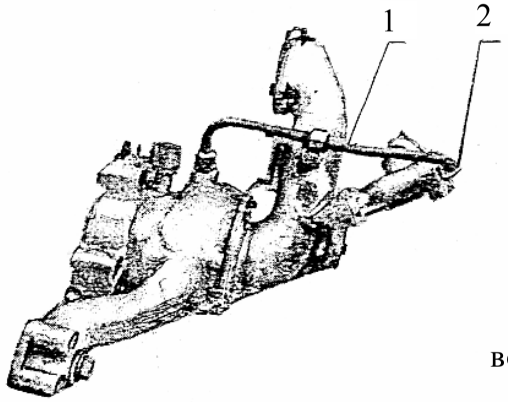
На рис. 4.43 показані параметри системи охолодження як з інжектором, так і без інжектора водяного насоса.

За відсутності інжектора зниження тиску у розширювальному бачку до 0,15 МПа при температурі охолоджуваної рідини 120 °С знижує напір і прокачування води.

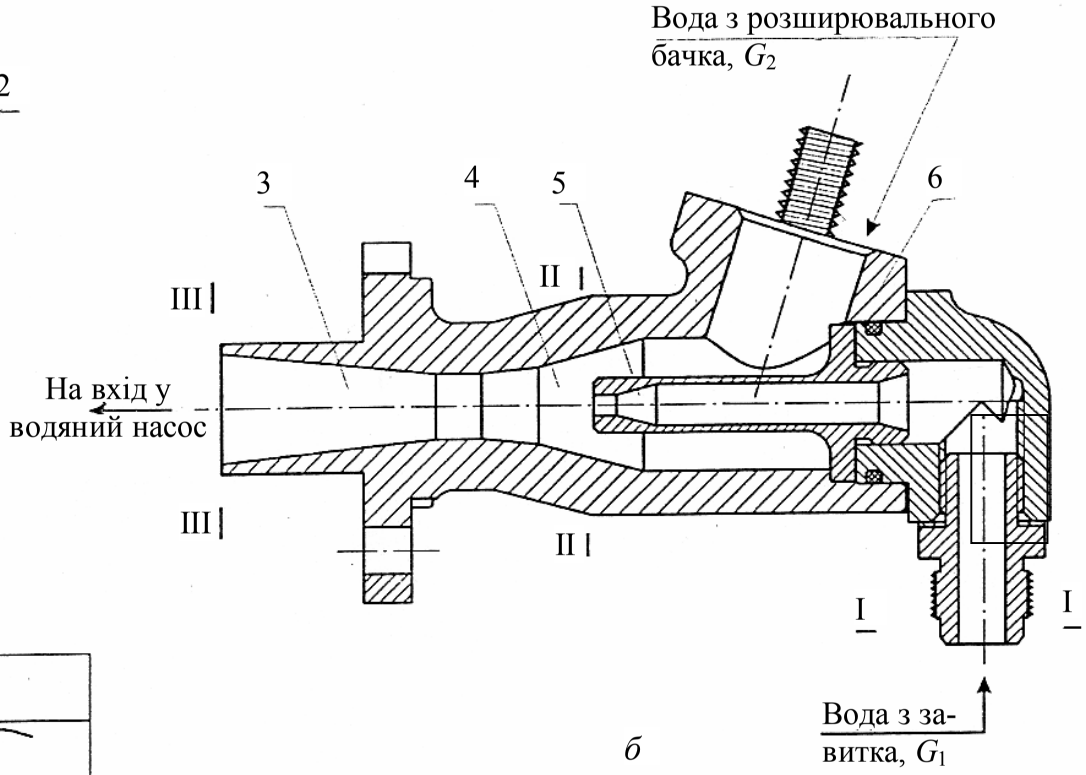
При наявності інжектора зниження тиску в розширювальному бачку до 0,08 МПа не викликає зменшення напору та прокачування.

Отже, водяний насос з інжектором має більший кавітаційний запас.

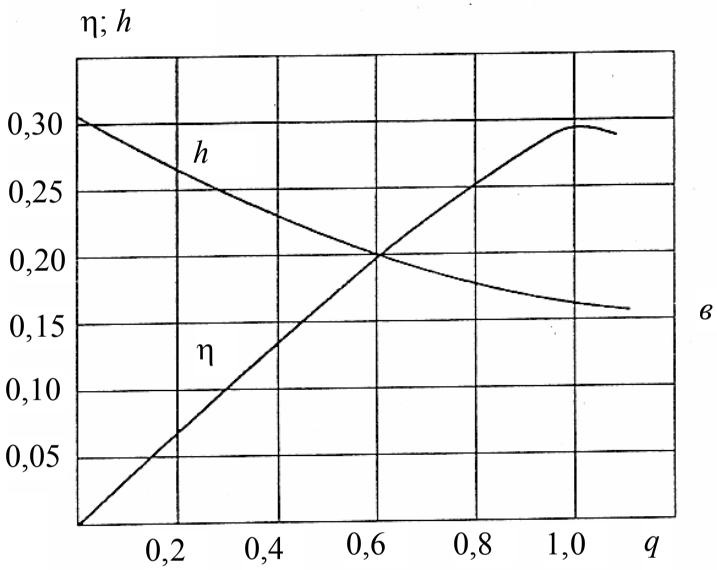
ККД інжектора нижчий, ніж у основного насоса, оскільки інжектор спрацьовує тільки частину гідравлічного напору, що створюється основним насосом. Оскільки функціонування інжектора пов’язане з відбиранням частки рідини з завитка, то виникає необхідність оцінок втрат основного насоса. Експериментально при доводці системи охолодження встановлено,



а



б



в

Рисунок 4.42 – Водяний насос з інжектором:

а – загальний вигляд водяного насоса; *б* – інжектор; *в* – безрозмірні характеристики інжектора; h – відносний напір; η – ККД інжектора; q – відносна подача; 1 – труба; 2 – інжектор; 3 – дифузор; 4 – камера змішування; 5 – сопло; 6 – патрубок

що при діаметрі сопла d_c = 5,5 мм витрата ежектуючого потоку складає G_1= 0,94 м^3/год., що викликає зниження загального напору водяного насоса на 2 %, а ККД – на 1 %.

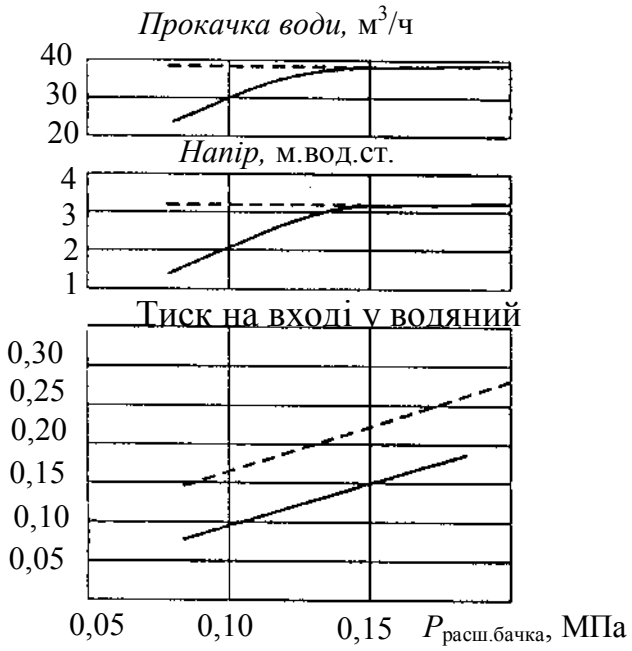


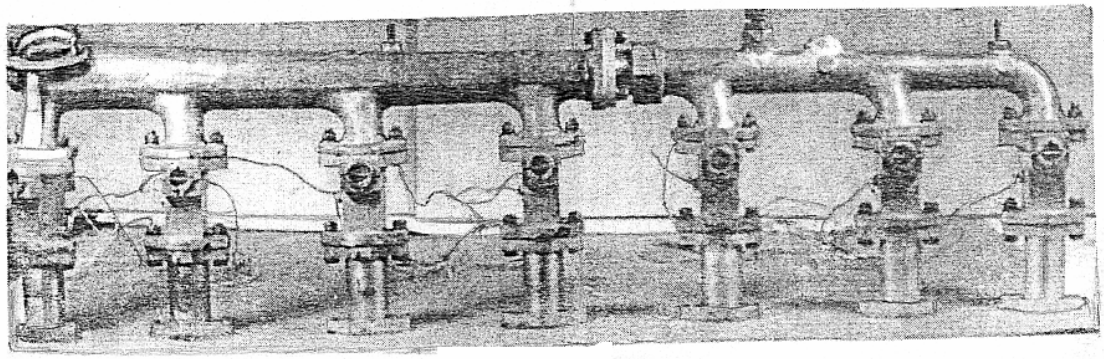
Рисунок 4.43 – Параметри системи охолодження з двома варіантами водяних насосів:
——— – без інжектора;
– – – – – – – з інжектором

г) Вплив режимів зупинки двигуна на розгерметизацію системи охолодження

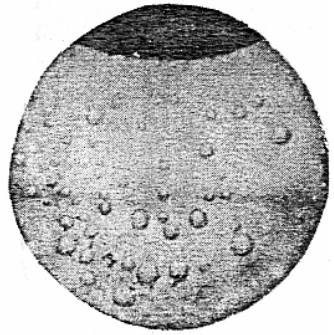
При доводці системи охолодження двигуна на об’єкті треба звернути увагу й на екстремальні умови її роботи, пов’язані з тим, що при підвищенні температур охолоджувальної рідини та навколишнього середовища виникають проблем надійності роботи цієї системи при раптовій зупинці двигуна, який функціонує з максимальним навантаженням.

При цьому раптово перестає прокачуватися вода та виникає миттєве закипання рідини й різке підвищення тиску у розширювальному бачку.

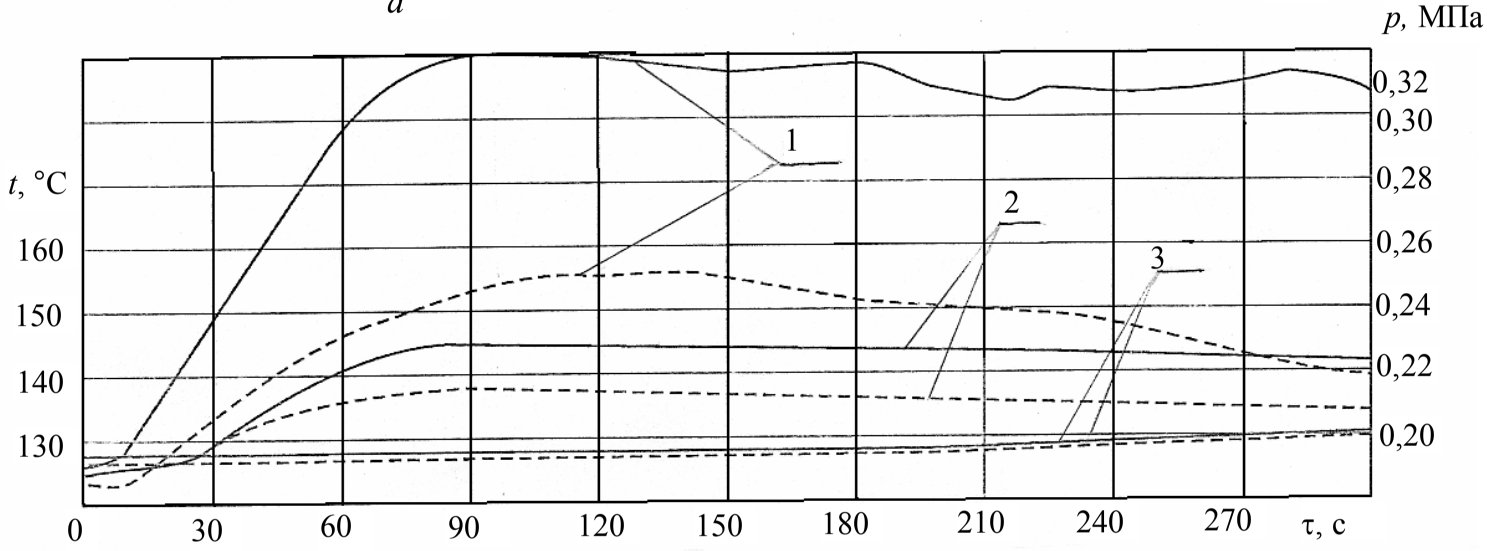
На рис. 4.44 (а) показаний водяний колектор із оглядовими вікнами, а на рис. 4.44 (б) – зафіксований момент закипання рідини при раптовій зупинці двигуна при температурі охолоджувальної рідини 130 °С. У полі зору помітні пароповітряні бульки та пара (у верхній зоні колектора), інтенсивність створення яких максимальна у перші миттєвості після зупинки, потім вона повільно знижується до повного їх зникнення через 8...10 хв.



а



б



в

Рисунок 4.44 – Параметри системи охолодження при раптовій зупинці двигуна:

1 – $p_{розш}$; 2 – $t_{ох}$; 3 – $t_{розш}$;

а – водяний колектор із оглядовими вікнами; *б* – процес закипання рідини; *в* – параметри системи охолодження;

——— – без вжитих заходів; – – – – – – із примусовим прокачуванням води

Процеси, які виникають в системі охолодження при раптовій зупинці двигуна, показані на рис. 4.44, в. У перші секунди після зупинки температура охолодної рідини підвищується від 128 до 143 °С, а потім – повільно знижується. Температура води у розширювальному бачку змінюється повільно, але при цьому різко зростає тиск.

При цьому створюване ним зусилля перевищує зусилля затягування пружини парового клапана, що викликає разовий викид охолоджувальної рідини в об'ємі ~ 1,5 л. При неодноразових викидах втрата рідини може сягати рівня, що зменшує напір й продуктивність водяного насосу й викликає перегріви та задирання деталей поршневої групи.

Аналогічні процеси відбуваються і при звичайній зупинці двигуна, що має високу температуру охолоджуючої рідини.

Тому в інструкції по експлуатації об'єкта наведена максимально допустима температура води, при якій дозволено зупиняти двигун.

Фізичні процеси, які приводять до підвищення температури охолоджуючої рідини, пов'язані з миттєвим закипанням її у найбільш гарячих (перегрітих) зонах циліндрів. Процес інтенсифікується у зв'язку з відсутністю прокачування рідини, що викликає її закипання у всьому об'ємі циліндра.

Тому доцільно організувати автономне прокачування охолоджувальної рідини при зупинці двигуна, якщо необхідність цього засвідчена результатами випробувань при доводці системи охолодження.

Така схема реалізована у системі охолодження двигуна УТД-20 на бойовій машині піхоти (БМП-2). При зупинці двигуна у момент відключення генератора спрацьовує реле та на електродвигун насосного вузла підігрівача подають живлення. Насос забезпечує примусову циркуляцію в контурі охолодження та зниження температури рідини в ньому.

Подібна ідея реалізована і на об'єкті Т-80УД при продуктивності насоса 70 л/хв. Паротворення зупиняється через 2...2,5 хв, а температура води через 10 хв знижується з 128 до 118...120 °С (рис. 4.44, в – пунктирні криві).

д) Вплив якості охолоджувальної рідини на кавітаційну стійкість двигуна

При доводці системи охолодження двигунів НТМ необхідно приділяти значну увагу й такому резерву підвищення кавітаційного запасу дви-

гуна, як підвищення якості водопідготовки з точки зору гальмування процесів корозії кавітаційного характеру.

Така доводка не потребує зміни конструкції системи охолодження, але можлива недбалість означеної водопідготовки здатна суттєво погіршити надійність конструкції охолоджувального тракту.

Розглянемо питання якості теплоносія – води. У двигунах використовується дистильована вода та вода з природних водоймищ.

В останньому випадку необхідно запроваджувати заходи щодо нейтралізації сульфат-іонів, хлорид-іонів, які сприяють поверхневим руйнуванням металів та інтенсифікують процес кавітації.

Можливим джерелом сульфат-іонів та хлорид-іонів можуть бути радіатори системи охолодження після їхнього паяння з хлоридним флюсом. Радіатори після виготовлення мають бути відмиті технічною водою, а потім конденсатом з подальшим контролем наявності хлорид-іонів.

Для повного знесолення води використовуються різні фільтри (наприклад, іонітні), які самі мають проходити періодичну регенерацію.

Найбільш загальна характеристика води – її жорсткість, яка для різних водоймищ, річок сягає 2,35...10,0 мгекв/л. Вода із жорсткістю до 4 мгекв/л вважається м'якою, при 8 мгекв/л та більше – жорсткою.

При роботі з охолоджувальною водою великої жорсткості у системі створюються накип й шлам. Тому для пом'якшення води та захисту поверхонь від корозії на двигунах НТМ використовують комплексну трикомпонентну присадку із біхромату калію (до 0,5 %, тобто 500 г на 100 л води), нітриту натрію (0,05 %, тобто 50 г на 100 л води) й тринатрійфосфату (0,05%). Процентний зміст присадки залежить від жорсткості води й знаходиться у межах 0,15...1,5 %. Більший процент присадки відноситься до більш агресивних охолоджувальних рідин.

Антикорозійна присадка відноситься до інгібіторів корозії металів, які знижують корозійні руйнування. Механізм діяння інгібіторів визначається окисленням поверхні металу й створенням міцного шару на поверхні його. При цьому спрацьовується біхромат калію, особливо у перші години роботи. При доводці визначено, що зниження концентрації біхромату калію за 50...100 годин випробувань складає 35 % його вихідного вмісту.

Для контролю водопідготовки розроблені фільтри-індикатори, що встановлюються у тракті охолодження. У фільтрі передбачено барвник у

вигляді фенолфталеїну. При нормальному вмісті присадок у воді остання звичайно має жовтий колір. При зниженні концентрації біхромату калію вода стає інтенсивно малинового кольору. З'являється можливість корегувати концентрацію присадок.

Конструкція фільтра-індикатора фірми "Cammins" показана на рис. 4.45.

У корпусі 1 встановлений паперовий фільтр 2. Особливо слід відмітити наявність фільтрувального елемента у системі охолодження. При роботі в умовах високого запилення повітря та значної температури навколишнього середовища можливі часті доливання води, що викликає проникнення пилу у систему охолодження. Пил є джерелом зносу ущільнення водяного насоса, завдяки чому стається протікання по контрольному отвору.

4.3.2 Доводка об'єктової системи охолодження двигуна на основі методів прискорених випробувань

Методи випробувань визначаються характером роботи елементів означеної об'єктової системи та відповідними впливовими факторами.

У зв'язку з цим розроблені такі види прискорених випробувань:

- вібраційні;
- корозійні при роботі на агресивних рідинах;
- випробування, що імітують витрати охолоджувальної рідини;
- випробування, які відтворюють розгерметизацію системи;
- випробування, які імітують раптові й різкі зупинки двигуна.

а) Прискорені вібраційні випробування

Доводка на кавітаційну стійкість охоплюється двома видами випробувань: у місцях найбільших прискорень деталей (вібраційна кавітація) та у вузьких щілинах (щілинна кавітація). Ці види кавітації характерні для блока циліндрів.

Основним фактором, що впливає на інтенсивність кавітаційного руйнування, є прискорення вібрації, яке передається охолоджувальній рідині. При прискореннях вібрацій (18...20) процес кавітації розвивається повільно та не призводить до аварійних руйнувань. При більших прискореннях виникає лавиноподібне руйнування впритул до появи наскрізних каверн.

а *б*

Рисунок 4.45 – Фільтр-обмінник:

1 – корпус; 2 – паперовий фільтруючий елемент; 3 – каркас; 4 – таблетка барвника; *а* – загальний вигляд; *б* – розріз

З вібраційною кавітацією тісно пов'язана щілинна кавітація, що виникає у зазорах між деталей, які мають велике подовження. На двигунах типу 5ТДФ це виявляється в першу чергу у форсунковому поясі гільзи циліндрів, який в найбільшій мірі підлягає вібраційним діянням.

При прискорених вібраційних випробуваннях збільшується вплив параметрів, від яких залежить енергія ударів поршня об циліндр та швидкість зростання тиску по куту обертання колінчастого вала:

- збільшується зазор у парі "поршень – циліндр" на 25...30 %;
- збільшується максимальна частота обертання колінчастого вала на 10...15 %;
- збільшується кут випередження паливоподачі на 2...3 град. П.К.В. по відношенню до штатного рівня.

Вказана методика дозволяє повністю відтворити експлуатаційний дефект (відмову) за час, що у 3...4 рази менший в порівнянні з реальною експлуатацією, обрати оптимальні конструктивні параметри.

Така кінцева мета доводки системи охолодження за вібраційним фактором.

б) Прискорені випробування по усуненню застійних зон

Причиною виникнення кавітації може бути не тільки вібрація, а й порушення усталеного ламінарного характеру руху охолоджувальної рідини. Мова йде про виникнення застійних зон, зворотних струмів, завихрювань і т.д. Такі явища виникають у зонах, де охолоджувальна рідина, проходячи крізь отвори малого діаметра, раптом розширюється, потрапляючи у великий об'єм. Так, у двигуні 5ТДФ випускні вікна охолоджуються водою, яка витікає крізь отвори діаметром 3,5 мм у 16 перемичках, після чого вода потрапляє у кільцевий канал. Характер руху рідини у даному кільцевому каналі експериментально досліджувався на натурній прозорій моделі з оргстекла, що дозволило спостерігати за рухом рідини (рис. 4.46, а). Для візуалізації та вивчення характеру руху рідини використовувалися шовкові нитки та тирса. Досліди підтвердили, що нитки мають зворотне загинання, тобто у даних зонах виникають вихори, а у нижній зоні макета між отворами виникають відкладення тирси, тобто у даній зоні відсутня циркуляція рідини. Все це сприяє порушенню суцільності потоку, відмінам швидкостей його у різних перерізах. Це веде до того, що бульки повітря і пара не

виносяться рідиною, а при періодичних розгерметизаціях системи охолодження відбувається їхнє схлопування, яке викликає кавітацію блока та руйнування ущільнювального гумового кільця у зоні А (рис.4.46, а).

З метою організації спрямованого руху рідини у зоні виходу водоперепускних отворів установлено дефлектор 5 (рис. 4.46, в), який направляє основний потік уздовж твірної циліндра. Частково рідина крізь зазор 0,5...0,8 мм подається у район 3 ущільнювального кільця.

Ефективність запропонованих заходів, як і результатів доводки конструкції системи охолодження за застійним фактором підтверджена застосуванням спеціального методу прискорених випробувань, при якому:

- імітується робота двигуна на висоті 2000 м за рахунок створення додаткового опору на вході в компресор та зниження опору на виході з турбіни;
- роботи виконуються на перемінних режимах;
- імітується періодичне спрацьовування пароповітряного клапана.

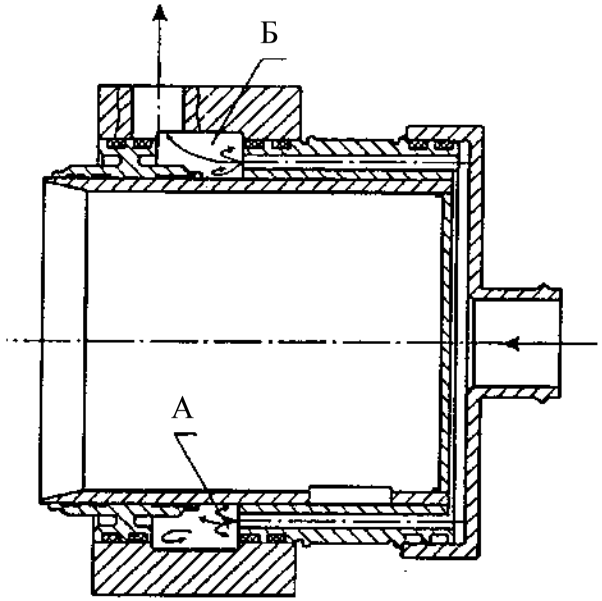
Дефекти (відмови) блока та циліндра, аналогічні експлуатаційним при порушеннях усталеного характеру течії рідини у каналах системи охолодження, були відтворені на протязі 50 год.

в) Прискорені випробування на корозійну стійкість

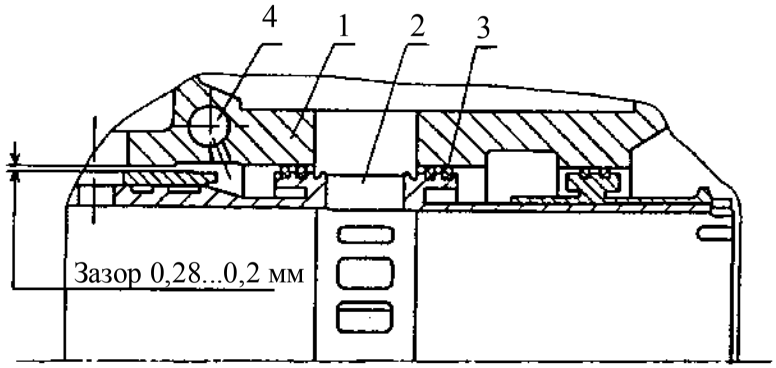
Перевірка на корозійну стійкість і доводка деталей системи охолодження проводяться на агресивній рідині. Для цього систему заправляють водою з водопроводу без трикомпонентної присадки. У воду додатково додають солі $NaSO_4$ та NaCl у кількостях, що забезпечують концентрацію сульфат- і хлорид-аніонів у межах 100 мг/л. Крім того, у робочу рідину додають ще й карбонат натрію, який підвищує водневий показник PH до 9...10 одиниць.

Випробування відбуваються на режимах, які виключають розгерметизацію системи охолодження й роботу водяного насоса у режимах кавітації, тобто перевіряється виключно вплив складу охолоджувальної рідини на кавітацію деталей цієї системи.

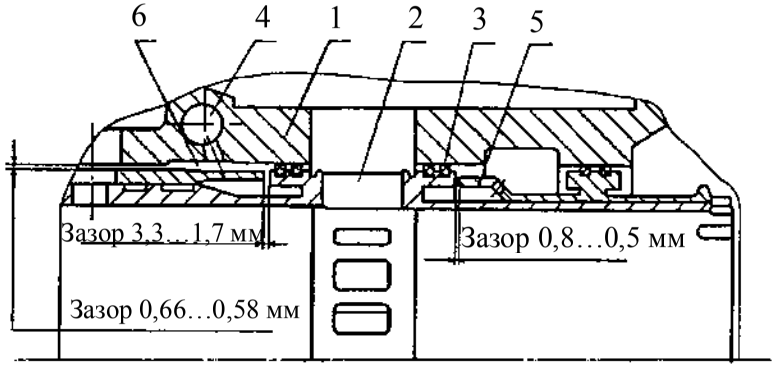
Даний метод дозволяє виконати порівняльні випробування й отримати найліпші матеріали і покриття водяного насоса, зовнішньої поверхні циліндра у термін 30...40 годин, тобто скоротити доводку дуже суттєво.



а



б



в

Рисунок 4.46 – Конструкція циліндра із антикавітаційними засобами у застійних зонах:

а – прозора модель циліндра; *б* – штатний циліндр; *в* – циліндр з дефлектором; А – місце розташування каверн; Б – лінії струму рідини;

1 – блок; 2 – циліндр; 3 – ущільнюючі кільця; 4 – паровідвід; 5 – дефлектор; 6 – бандаж

За результатами проведеної доводки треба вважати, що для надійного захисту деталей системи охолодження від корозії слід знижувати агресивність охолоджувальної рідини. Найбільшим доцільним засобом зниження агресивності охолоджувальної рідини є збільшення концентрації біхромату калію. На двигунах типу 5ТДФ його концентрація збільшена на порядок (з 0,05 до 0,5%). Проведені після доводки лабораторні перевірки засвідчили, що охолоджувальна рідина із збільшеним вмістом біхромату калію практично повністю гальмує корозійний процес.

г) Усунення відмов системи охолодження при раптових зупинках двигуна

У процесі експлуатації двигунів при температурі навколишнього середовища до +45 °С й температурі охолоджувальної рідини до 130 °С зафіксовані випадки задирання поршнів випускної сторони шостого циліндра. Було припущено, що задирання поршня пов'язане з раптовою зупинкою двигуна при температурі охолоджувальної рідини 130 °С, що викликає її локальне закипання. Вірогідність створення парової пробки найбільш велика у тупиковій зоні за напрямком руху води. Саме такою зоною і є шостий циліндр та його зона охолодження; саме у районі шостого циліндра найбільш вірогідні порушення режиму охолодження.

Для підтвердження вказаної версії в умовах стенда були відтворені швидкі зупинки двигуна з режиму максимальної потужності при температурі охолоджувальної рідини 130 °С. Після 21-ї екстреної зупинки виникало кругове задирання поршнів випускної сторони шостого циліндра.

При доводці системи охолодження було перевірено застосування примусового прокачування рідини. Така примусова прокачка після зупинок дозволила усунути задирання поршнів.

4.3.3. Особливості конструкції та доводки вентиляторної системи охолодження в об'єктових умовах

Крім найпоширених високотемпературних вживаються й вентиляторні системи охолодження.

Вони застосовуються на вітчизняних об’єктах Т-55, Т-62, Т-72 та на зарубіжних – типу “Леопард 2К”, “Челенджер”, ХМ1 тощо.

Вентиляторні системи охолодження виконуються за двома схемами: з ізольованим від МТВ повітряним потоком, який проходить крізь радіатори, та неізольованим.

Вентиляторна система охолодження з неізольованим повітряним трактом на об’єкті Т-72 наведена у попередньому томі цієї серії підручників.

Схема системи охолодження з ізольованим трактом об’єкта “Леопард 2К” показана на рис. 4.47.

У вітчизняних вентиляторних системах охолодження використовуються низьконапірні відцентрові вентилятори. Наприклад, вентилятор об’єкта Т-72 при частоті обертання колеса на вищій передачі ($n_В$ = 3090 хв$^{-1}$) забезпечує витрату повітря 7 кг/с при статичному тиску 1150 мм вод. ст.

На сучасних зарубіжних об’єктах використовуються високонапірні вентилятори відцентрового (об’єкт “Леопард 2К”) або діагонального (об’єкт “Челенджер”) типів, що забезпечують витрату повітря через радіатори 20 та 16 кг/с відповідно.

Привід робочого колеса вентилятора здійснюється безпосередньо від двигуна або від проміжних вузлів – коробки зміни передач, роздавальної коробки, тощо.

Привід цього колеса виконується за двома схемами – жорсткою або через керовану гідромуфту (електромуфту).

При жорсткому приводі редуктор виконується з переключенням передач. Редуктор об’єкта Т-72 виконується двошвидкісним. При підвищенні температури навколишнього середовища понад 25 °С включається вища передача. При цьому потужність на привід вентилятора складає 65 кВт/л (11,3 % від ефективної потужності двигуна).

Більш гнучке регулювання частоти обертання вентилятора може здійснюватися за допомогою гідростатичної муфти перемінного наповнення, що дозволяє автоматично змінювати частоту обертання робочого колеса залежно від температури охолоджувальної рідини.

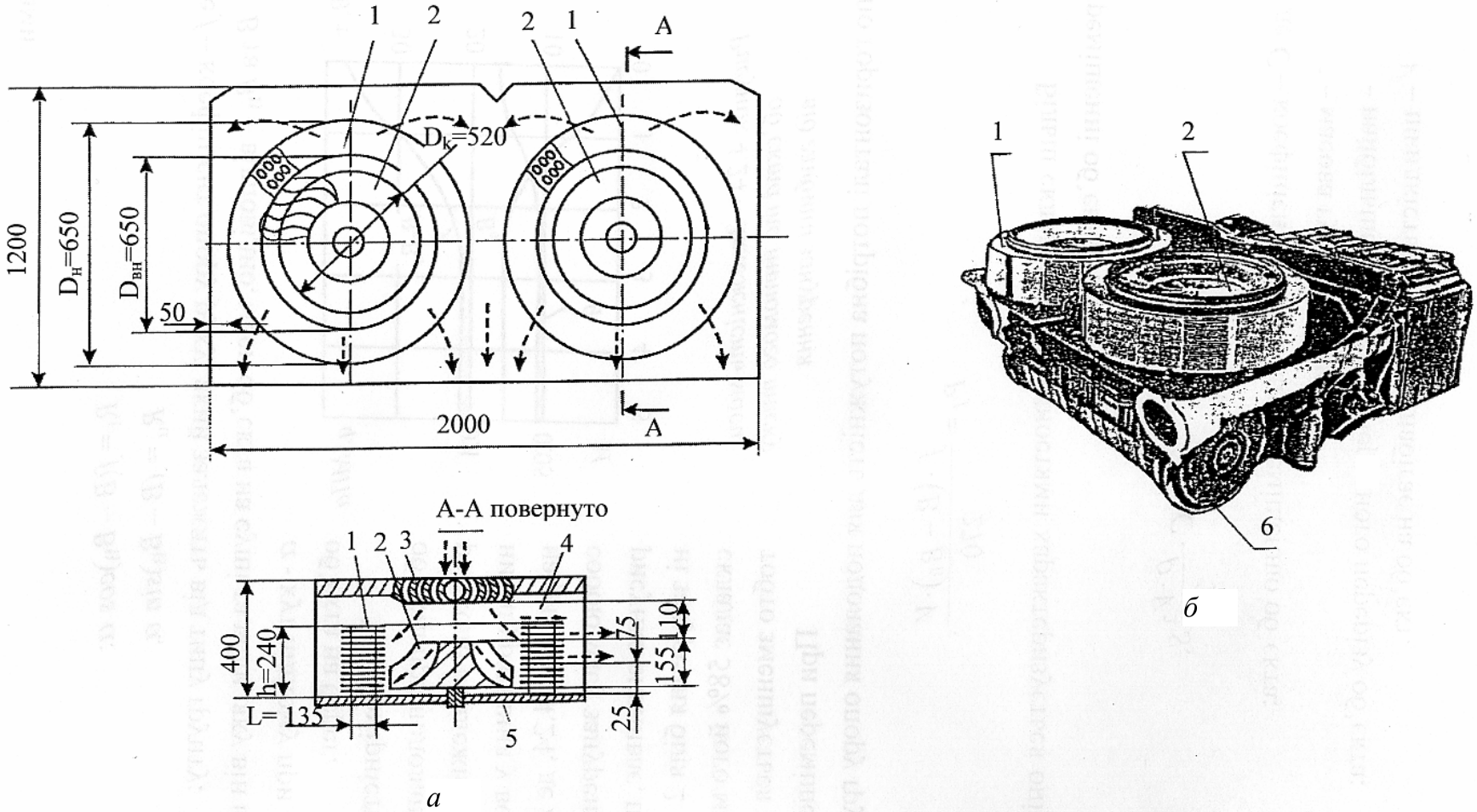


Рисунок 4.47 – Система охолодження силової установки об'єкта "Леопард 2К":

а – схема системи охолодження; *б* – вигляд силового блока;
1 – радіатори водяні; 2 – відцентрові вентилятори; 3 – жалюзі; 4 – щільний зазор;
5 – герметична перегородка; 6 – трансмісія

Розрахунки свідчать про те, що максимальна потужність на привід вентиляторів складає для об'єкта "Леопард 2К" – 180 кВт (16,36% від ефективної потужності, для об'єкта, "Челенджер" – 75 кВт (8,5% від ефективної потужності). У зв'язку з великими витратами потужності на привід вентиляторів, останні на об'єкті "Леопард 2К" відключаються при розгоні, коли необхідна повна потужність двигуна. До речі, дане конструктивне рішення сприяє поліпшенню пускових якостей двигуна, оскільки відключаються додаткові маси з високими моментами інерції.

Охолодження рідини і масла здійснюється у радіаторах. В них передається теплота від рідинних теплоносіїв до повітря.

Радіатори поділяються на кільцеві та плоскі.

Кільцеві радіатори відрізняються високою компактністю та ефективністю охолодження. Вони використані на об'єкті "Леопард 2К" (рис. 4.47, поз. 1). В них реалізується тепловідведення від води, що використана для охолодження власне двигуна, а також масла двигуна, гідромеханічної трансмісії, наддувочного повітря.

Таким чином, все тепло передається охолоджуючій рідині й розсіюється у кільцевому радіаторі.

Сумарна кількість теплоти, що повинна розсіюватися системою охолодження,

$$Q_{\Sigma} = Q_{р} + Q_{н.п} + Q_{м.т} + Q_{м.д},$$

де $Q_{р}$ – тепловіддача у охолоджуючу рідину від двигуна;

$Q_{н.п}$ – те ж при охолодженні наддувочного повітря;

$Q_{м.т}$ – тепловіддача у масло від гідромеханічної транмісії;

$Q_{м.д}$ – те ж у масло від двигуна.

При повній загрузці двигуна об'єкта "Леопард 2К":

$Q_{р}$ = 490 тис. ккал/год (20,4 % від введеної теплоти);

$Q_{м.д}$ = 138 тис. ккал/год (5,73 %);

$Q_{н.п}$ = 112 тис. ккал/год (4,65 %);

$Q_{м.т}$ = 103 тис. ккал/год (4,29%).

Фактична теплорозсіююча здатність радіаторів (при температурі навколишнього середовища + 40 °С, витраті повітря через радіатори 20 кг/с, площі фронтальної поверхні 1,18 м^2 та глибині радіатора 135 мм відповідно дорівнює 653 тис. ккал/год, що складає 77,6 % від підведеної теплоти до

радіатора. Це означає, що при високій температурі навколишнього середовища можливе навантаження двигуна приблизно до 80 % від максимальної потужності.

Такий підхід до розробки системи охолодження пов'язаний з необхідністю зменшення об'єму системи охолодження, який на танку "Леопард 2К" складає 0,93 м^3 (відносний об'єм 20,3 %); при цьому на частку кільцевих радіаторів відведено 0,162 м^3. Об'єм системи охолодження об'єкта "Леопард 2К" збігається з об'ємом системи охолодження об'єктів Т-80УД (табл. 4.6). При рівних об'ємах систем охолодження розсіююча здатність вентиляційної системи вища за ежекційну.

На об'єкті "Леопард 2К" у системі охолодження застосовані високонапірні відцентрові вентилятори з діаметром колеса 520 мм, та лопатками, що загнуті вперед. ККД вентиляторів сягає 0,65...0,70. Циркуляція рідини складає 90 м^3/год, при цьому температурний перепад змінюється в межах 7,0...7,5 °С.

На об'єкті "Челенджер" використана система охолодження з неізольованим повітряним потоком, який йде крізь радіатори (рис. 4.48). У МТВ установлені два водяних радіатори та два повітря-повітряних охолоджувачів повітря для наддуву.

Повітря для охолодження надходить до радіаторів 1 та 2 через вхідні жалюзі 4 та викидається через вихідні жалюзі на кришці МТВ. Витрата повітря складає 16 кг/с, яке подається трьома вентиляторами 3 діагонального типу.

Середній вентилятор приводиться від трансмісії через фрикційну муфту, а бокові вентилятори – від середнього вентилятора за допомогою зубчастих пасів. Втрата потужності на привід трьох вентиляторів складає 75 кВт.

Діагональні вентилятори забезпечують велику витрату повітря (у порівнянні з відцентровими) та більш високий коефіцієнт напору (у порівнянні із осьовими), що забезпечує високу термопередаточну ефективність охолоджувача наддувного повітря. В повітря-повітряному охолоджувачі глибина охолодження наддувного повітря складає 117 °С (з 180 до 63 °С).

Об'єм системи охолодження об'єкта "Челенджер" складає 1,3 м^3 (або 19% від об'єму МТВ), що забезпечує при температурі охолоджувальної рідини + 40 °С завантаження двигуна на рівні 85 % від номінальної.

Виконаний аналіз роботи системи охолодження як в об’єкті, так і в реальних умовах експлуатації свідчить, що робота двигуна в експлуатаційних умовах суттєво відрізняється від його роботи на стенді, в тому числі за температурами рівнем, тиском охолоджувальної рідини, об’ємом рідини, можливостями розгерметизації тощо.

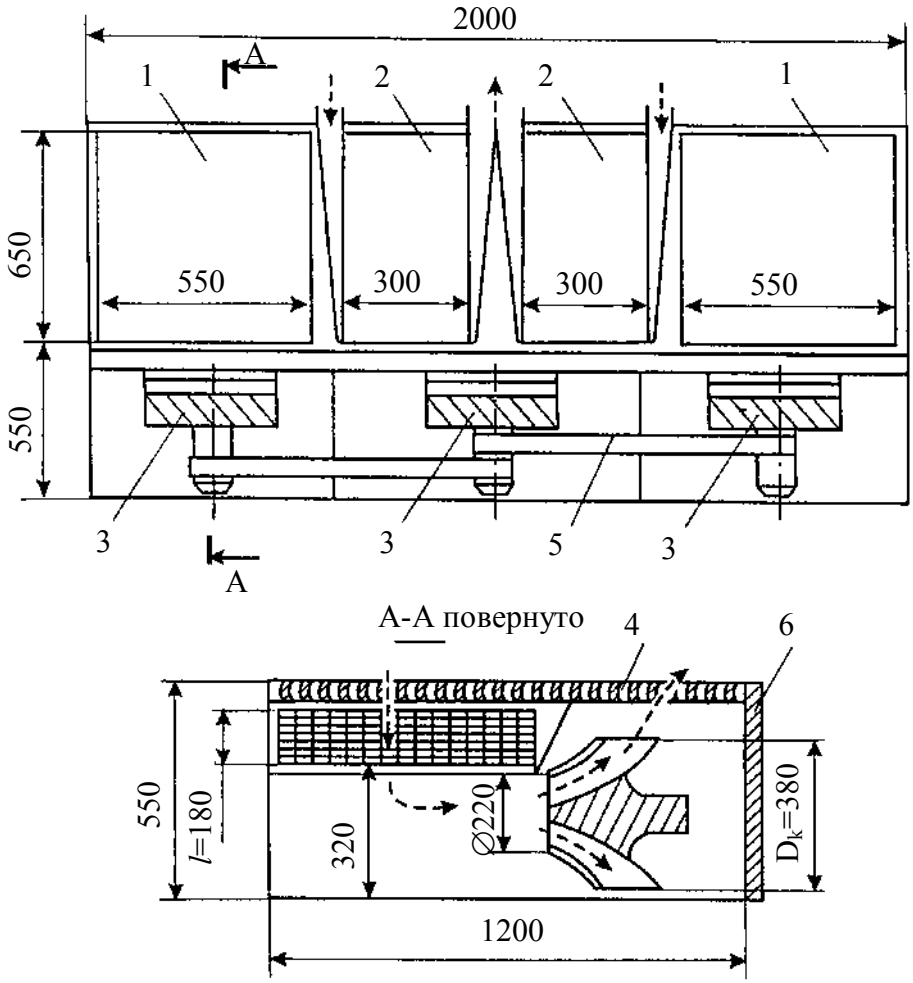


Рисунок 4.48 – Схема системи охолодження об’єкта “Челенджер”:

1 – основні водяні радіатори; 2 – повітря-повітряні теплообмінника; 3 – діагональні вентилятори; 4 – жалюзі; 5 – приводні ремні; 6 – кормовий лист корпуса

Дані особливості визначають кропітку, тривалу доводочну роботу в різних умовах експлуатації, від чого залежить термін розробки нового двигуна.

У р. 4.3.1...4.3.3 викладені напрямки доводочних робіт по системах охолодження двигунів НТМ. При їх розробці спиралися на методичний підхід до операцій доводки об'єктових систем двигуна, який викладено вище у р. 4.2.2.

4.4. Доводка об'єктової системи змащення двигунів НТМ

Агрегати та вузли, що забезпечують функціонування системи змащення, поділяються на внутрішній та зовнішній контури.

Внутрішній контур системи змащення розташований безпосередньо на двигуні; його розглянуто у т.1 цієї серії підручників.

У цьому розділі вивчається вплив зовнішніх систем на працездатність двигуна. Такий вплив виявляється при кренах чи диферентах, піноствoрюванні при зливанні масла в картери, прокачуванні масла в умовах низьких температур, у зв'язку з підготовкою пар тертя перед пуском, необхідністю підігріву масла і т.д.

Підкреслимо, що вплив вказаних факторів звичайно не виявляється при стендових випробуваннях; для перевірки цього впливу необхідні реальні об'єктові умови експлуатації двигуна.

Особливе місце в підготовці та проведенні доводочних операцій займає перевірка якості моторного масла, без чого не можна оцінювати ефективність доводки конструктивних рішень за характеристиками тертя.

4.4.1. Методики прискорених оцінок експлуатаційних властивостей моторних масел

Із форсуванням двигуна зростають вимоги до моторних масел, які повинні забезпечувати змащення, вимивання продуктів зносу, відсутність коксування, сумісність із різними металами, прокачуваність при низьких температурах і т.д. Звичайно вказані параметри можуть перевірятися методом тривалих експлуатаційних випробувань; однак і це гарантує отримання достовірних результатів через урахування відмін в умовах експлуатації, температури навколишнього середовища, досвіду механіка-водія.

Тому доцільним є вживання попередніх прискорених випробувань моторних масел для двигунів НТМ, тоді як тривалі їх експлуатаційні випробування необхідні для перевірочних оцінок обраного масла на конкретному об'єкті.

Прискорені випробування моторних масел, наприклад, для швидкохідних форсованих двигунів типу 5ТДФ складаються з таких послідовних етапів:

- лабораторні дослідження;
- відбіркові випробування;
- попередні випробування на одноциліндровій установці 1ДН $\frac{12}{2\times12}$;
- кваліфікаційні випробування на двигуні типу 5ТДФ;
- приймально-здаточні випробування дослідного зразка масла.

Розглянемо методики таких випробувань.

а) Лабораторні дослідження властивостей масел

На даному етапі перевіряється відповідність фізико-хімічних та експлуатаційних показників масла вимогам технічних умов. Методи випробувань регламентуються стандартами.

До фізико-хімічних показників відносяться: в'язкість, зольність, масова доля механічних домішок, температури спалахнення та застигання, лужне число та ряд інших показників.

Експлуатаційні властивості оцінюються такими властивостями: антикорозійність, антиокиснення, миюче-диспергувальність, антинагарність, антизадирність, сумісність із гумовотехнічними виробами та ін.

Тільки після цих регламентних випробувань можна запроваджувати моторні випробування масла.

б) Відбіркові випробування

Вони виконуються з метою оцінок протизносних, антикорозійних, миюче-диспергуючих та антинагарних властивостей масла на малорозмірному чотиритактному двигуні, наприклад 1ЧН8/11, при частоті обертання n = 1500 хв$^{-1}$, температурі повітря 25...30 °С, тиску наддувочного повітря 0,12 МПа.

Відбіркові випробування доречно проводити у два етапи.

На першому етапі методом прискорених випробувань (див. гл. 3) оцінюються зносні та антикорозійні властивості масел за такою методикою:

- випробування ведуть у послідовності: штатне масло – дослідне – штатне;
- тривалість випробувань складає 24 год на кожному виді масла;

┌ оцінка результатів випробувань виконують за накопиченням продуктів зносу у маслі методом спектрального аналізу.

Для прикладу, на рис. 4.49 наведені результати випробувань дослідного зразка масла. Як бачимо з графіків, кількість зносу робочих поверхонь циліндра і ущільнюючих кілець (індикатор зносу – залізо) та втулки верхньої головки шатуна (індикатор зносу – мідь) при роботі на дослідному маслі вище, ніж на штатному (серійному) маслі М16ІХП-3.

Іноді для оцінки результатів протизносних властивостей масла користуються відносною швидкістю надходження даного елементу:

$$\overline{V} = \frac{V_{\text{досл}}}{0{,}5\left(V_1 + V_3\right)},$$

де $V_{\text{досл}}$ – накопичення елементу на дослідному зразку масла; V_1 та V_3 – накопичення елементу на серійному зразку масла на першому та третьому етапах випробувань відповідно.

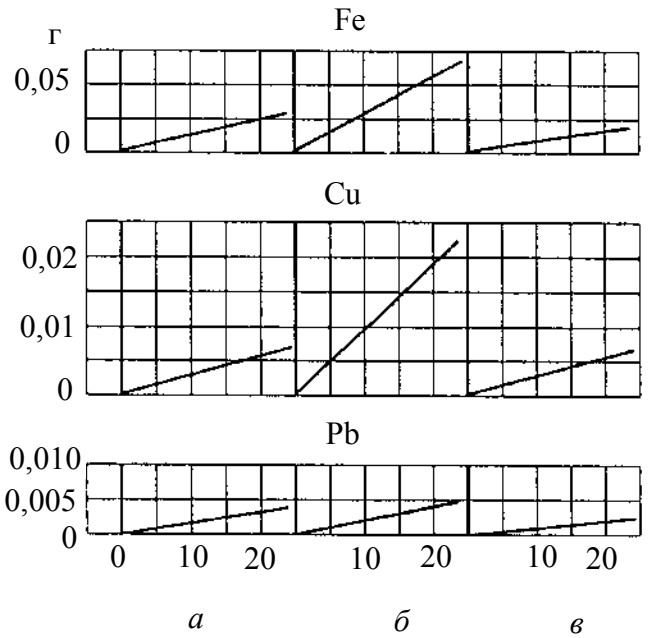


Рисунок 4.49 – Оцінки протизносних та антикорозійних властивостей масла:

а – масло М16ІХП-3; *б* – досвідний зразок; *в* – масло М16ІХП-3

Таким, що не витримав випробувань, вважається зразок масла, в якому швидкість надходження продуктів зносу перевищує одиницю.

На другому етапі оцінюються миюче-диспергувальні та антинагарні властивості масла. Випробування виконуються на тому ж двигуні 1ЧН8/11 без добавлення свіжого масла протягом 60 год. Як охолоджувальна рідина використовується керосин; коефіцієнт надлишку повітря складає $\alpha = 1$.

Оцінка результатів виконується:

→ по оцінці кількості лако- та золовідкладень у порівнянні з еталоном;

→ по забрудненню, окисненню й спрацьовуванню присадок у маслі (за

кінематичною в'язкістю, лужністю, кислотним числом, зольністю).

в) Попередні випробування

Масло, яке з позитивними результатами витримало відбіркові випробування, допускається до попередніх моторних випробувань на одноциліндровому двигуні з розмірністю 5ТДФ (коли випробується масло саме для такого типу дизеля), тобто на двигуні 1ДН $\frac{12}{2\times12}$, в обсязі 100 год.

Оцінка результатів випробувань (табл. 4.8) надається за визначеним технічним станом деталей циліндропоршневої групи після розробки в порівнянні з аналогічними випробуваннями на контрольному маслі.

Таблиця 4.8 – Результати прискореної оцінки експлуатаційних властивостей масел

Найменування показників	Моторне масло		
	М-16ІХП	"Галол" М-4043ДТ	М-8В$_2$С
Протизносні та антикорозійні властивості			
Знос циліндра, мкм	17	20	22
Знос жарового кільця, мкм	17	15	23
Знос корпуса поршня, мкм	24	20	12
Корозія вкладишів	відсутн.	відсутн.	відсутн.
Миюче-диспергувальні та антинагарні властивості			
Закоксованість вікон циліндрів, %	14,0	8,2	0
Чистота корпусу поршня, бали	2,0	1,2	0,8
Вага золи з накладок поршня, г	0,1	0,3	0,5
Твердість золи на накладці	МТ	МТ	МТ

Масло "Галол" М-4042ТД є українським аналогом масла М-16ІХП-3 і не поступається йому за основними експлуатаційними показниками.

г) Кваліфікаційні випробування

Такі випробування виконуються, наприклад на двигуні 5ТДФ, у два етапи:

- оцінка антинагарних та миюче-диспергувальних властивостей масел;
- оцінка протизносних та антикорозійних властивостей.

Прискорені оцінки антинагарних і миюче-диспергувальних властивостей масел мають такі особливості:

- як об’єкт випробувань використовується двигун типу 5ТДФ з трьома рядами впускних отворів, що більш схильні до закоксування в порівнянні з вікнами;
- на даному двигуні зменшується кут випередження випускного вала відносно впускного з 10 до 7°; у такому випадку збільшується викид випускних газів у впускний ресивер, що повинно призводити до збільшення закоксування впускних вікон;
- випробування запроваджуються при постійній частоті обертання колінчастого вала, що відповідає режиму максимального крутного моменту (n = 2050 хв$^{-1}$); на вказаному режимі забезпечений найменший коефіцієнт надлишку повітря;
- повітря на вході у двигун підігрівається до 40 °С;
- забезпечуються максимальні умови “старіння” масла за рахунок відключення масляного центробіжного фільтру й доливання масла;
- дослідне масло випробується протягом 50 год.

Після закінчення випробувань та розбирання двигуна оцінюють у балах кількість лако- і нагаровідкладень на деталях поршневої групи.

Закоксування впускних отворів та випускних вікон у балах виконують за рівняннями:

$$Б_{вп} = (\Delta f_{вп}) \cdot К_1;$$

$$Б_{вип} = (\Delta f_{вип}) \cdot К_2,$$

де $\Delta f_{вп}$, $\Delta f_{вип}$ – відповідно, закоксування впускних і випускних органів, %;
$К_1$, $К_2$ – відповідні коефіцієнти значущості.

Розрахунок закоксування

$$\Delta f_{вп} = \frac{\Delta S_{вн} + \Delta S_{зовн}}{2 \times S_{вп}} \times 100\%,$$

де $\Delta S_{вн}, \Delta S_{зовн}$ - відповідно втрати площин впускних отворів усередині та зовні циліндра; $S_{вп}$ - площина впускних отворів.

У вихідному рівнянні коефіцієнти значущості дорівнюють:

$$К_1 = 4 \frac{бал}{відсоток}; \quad К_2 = 1{,}6 \frac{бал}{відсоток};$$

Аналогічно виконуються розрахунки для випускних вікон:

$$\Delta f_{\text{вип}} = \frac{\Delta S_{\text{вип}}}{S_{\text{вип}}} \times 100\%.$$

Середня величина нагаровідкладень у першій канавці під ущільнююче кільце

$$\text{Б}_{\text{кан}} = \text{К}_3 \sum_{i=1}^{n} h \times \frac{l_{\text{наг}}}{l},$$

де h – товщина нагару (мм) на довжині дуги $l_{\text{наг}}$; l – довжина кола канавки; $\text{К}_3 = 55 \frac{\text{бал}}{\text{мм}}$ – коефіцієнт значущості.

Середнє забруднення юбки поршня здійснюють за рівнянням:

$$\text{Б}_{\text{порш}} = K_4 \sum_{i=1}^{n} K_{\text{ц}} \frac{S_{\text{відк}}}{S_{\text{бок}}} \times 100\%,$$

де $\text{К}_{\text{ц}}$ – коефіцієнт кольору відкладень за шкалою стандарту, який змінюється від 0,1 (жовтий колір) до 1,0 (чорний колір); $\text{К}_4 = 20 \frac{\text{бал}}{\text{відсоток}}$ – коефіцієнт значущості; $S_{\text{відк}}$ – площа бокової поверхні юбки поршня, яка вкрита відкладеннями; $S_{\text{бок}}$ – площа бокової поверхні юбки поршня.

Тоді сумарна забрудненість двигуна у балах

$$\text{Б}_{\text{двз}} = \text{Б}_{\text{вп}} + \text{Б}_{\text{вип}} + \text{Б}_{\text{кан}} + \text{Б}_{\text{порш}}.$$

Визначені за наведеними вище залежностями показники якості масла показані в табл. 4.9.

За 50 год прискорених об’єктових випробувань за визначеною методикою досягнутий такий же рівень закоксування впускних отворів та випускних вікон, забруднення поршнів, як і за термін 800 год роботи цього ж двигуна на стенді, тобто коефіцієнт прискорення випробувань дорівнює 15.

Масло М-16ІХП-3 створювалося замість масла МТ16П, яке має недостатні миючі властивості, що викликає закоксування вікон, втрату витрати повітря та потужності двигуна. З табл. 4.9 бачимо, що по миюче-диспергуючим властивостям масло М16ІХП-3 переважає МТ16П. Експлуатаційні випробування підтверджують результати прискорених випробувань.

Таблиця 4.9 – Результати прискорених випробувань масел

Найменування показників, у балах	Моторні масла				
	МТ16П	М-16ІХП-3	М-12В$_2$РК	Галол М-4042ТД	М-8В$_2$С
Закоксування впускних отворів	30	26,7	9,6	8,6	0
Закоксування випускних вікон	23	20,1	19,5	14,1	16,7
Нагаровідкладення у поршневій канавці	4,0	3,7	3,3	1,6	0,86
Чистота юбки поршня	5,0	4,4	1,3	2,7	3,44
Сумарна забрудненість двигуна	62,0	54,9	33,7	27,0	21,0

Масло “Галон” М-4042ТД, яке є замінником масла М16ІХП-3, виробляється Дрогобицьким нафтопереробним заводом. Воно використовується при експлуатації двигунів 6ТД-1, 6ТД-2 в екстремальних умовах (температура навколишнього середовища +55 °С). Дане масло забезпечує надійну роботу двигунів в умовах пустель та жаркого клімату .

Масло М-12В$_2$РК розроблялося як всесезонне, що характеризується одночасно й консерваційними якостями. За миючими властивостями воно відповідає відповідним вимогам, однак за зносними – поступається маслу М-16ІХП-3, про що буде сказано нижче. Малов’язке масло М-8В$_2$С виготовлене на синтетичній основі й використовується при зимовій експлуатації з метою поліпшення пускових якостей двигуна. За миючими властивостями масло, виготовлене на синтетичній основі, перевищує масла, що виготовлені на мінеральній основі.

Таким чином, підкреслимо, що на першому етані кваліфікаційних випробувань перевіряються протизності та антикорозійні якості масел.

Переходимо до другого етапу, коли методом прискорених випробувань перевіряються протизносні та антикорозійні якості моторних масел.

Прискорення цих випробувань досягається за рахунок постійної роботи двигуна на режимі номінальної потужності (n = 2800 хв$^{-1}$), збільшення тепломеханічних, перш за все динамічних, навантажень на деталі ЦПГ (для цього витрата палива збільшена з 118 до 125 кг/год, кут випередження початку подачі палива збільшено з 14 до 16° до ВМТ). На термін проведення випробувань масляний центробіжний фільтр відключається, що сприяє підвищенню концентрації продуктів зносу в маслі.

Випробування здійснюються 50-годинними етапами у такій послідовності: серійне масло – дослідне – серійне. Оцінки результатів випробувань виконуються за накопиченими продуктами зносу в маслі методом спектрального аналізу.

Обробка результатів випробувань реалізується за допомогою визначення відносних швидкостей надходження елементів (індикаторів зносу) в масло (див. розділ “Відбіркові випробування”), значення яких для деяких випробуваних зразків масел наведено в табл. 4.10.

Таблиця 4.10 – Результати прискорених зносних випробувань масел

Моторні масла	Відносна швидкість надходження продуктів зносу				
	Fe	Cr	Cu	Pb	$\Sigma ПЗ_н$
М-16ІХП-3	1,00	1,00	1,00	1,00	4,00
МТ16П	0,95	1,18	1,28	1,53	4,94
М-12$В_2$ РК	1,12	1,00	1,66	1,47	5,23
Галол М-4042ТД	1,02	0,91	0,90	0,89	3,72
М-8$В_2$С (зразок 1)	1,00	1,20	2,60	1,80	6,80
М-8$В_2$С (зразок 2)	1,60	2,20	4,90	5,80	14,50

Якщо для оцінки протизносних та антикорозійних якостей масла за еталон прийняти масло М-16ІХП-3, то найкращі порівняльні показники має масло “Галол” М-4042ТД, а найгірші – масло М-8$В_2$С (зразок 2). Відзначимо, що масла М-8$В_2$С (зразок 1) та М-12$В_2$РК мали на першому етапі кваліфікаційних випробувань якісні показники (табл. 4.9), але ці масла на етапі зносних випробувань поступаються маслам “Галол” М-4042ТД, М-16ІХП-3, МТ16П.

д) Приймально-здаточні випробування

На даний заключний етап випробувань допускаються масла, які витримали з позитивними результатами попередні прискорені випробування.

Ці контрольні випробування виконуються на двигуні, наприклад, 6ТД-1 на режимах стендових періодичних випробувань (див. рис. 2.17) 10-годинними черговими “холодними” (75...90 °С) та “гарячими” (110... 115 °С) етапами в обсязі 500 год.

Лише випробування зимового сорту масла М-8$В_2$С проводяться постійно при температурі, яка не перевищує 105 °С.

Оцінка результатів випробувань здійснюється за величиною зносу робочих поверхонь циліндра, поршнів, кілець, кількістю нагаровідкладень

на вікнах циліндрів, накладках та корпусах поршнів. Крім того, оцінюється зменшення потужності на номінальному режимі; при цьому, потужність за термін випробувань не повинна зменшуватися більш, ніж на 5 %.

Результати контрольних приймально-здаточних випробувань різних сортів масел показані в табл. 4.11. Отримані результати цілком узгоджуються з результатами прискорених випробувань масел у двигунах типу 5ТДФ. По всьому комплексу показників масло МТ16П поступається маслу М-16ІХП-3, яке, у свою чергу, поступається маслу “Галол” М-4042ТД. Інші масла можуть бути допущені до застосування у двигунах типу 6ТД як всесезонне (М-12$В_2$РК), або зимове (М-8$В_2$С).

Таблиця 4.11 – Результати приймально-здаточних випробувань масел

Найменування показників	Моторні масла				
	М-16ІХП-3	МТ16П	“Галол” М-4042ТД	М-12$В_2$РК	М-12$В_2$С
Антинагарні та миюче-диспергіруючі властивості					
Середнє закоксування, %:					
впускних отворів	відсутнє	20	відсутнє	відсутнє	відсутнє
випускних вікон	9,4	16	6,9	8,6	14,8
Чистота корпусів поршнів, бал:					
впускних	2,0	5,0	2,31	1,3	1,4
випускних	2,35	5,0	1,50	1,4	1,2
Максимальна товщина золи на накладках, мм:					
впускних	0,52	0,50	0,47	0,16	0,40
випускних	0,17	0,10	0,21	0,13	0,15
Вага золи із накладок, г:					
впускних	5,50	5,0	5,0	2,46	1,3
випускних	1,38	2,3	3,0	2,20	1,0
Твердість золи	МТ	Т	МТ	МТ	МТ
Протизносні та антикорозійні властивості					
Знос циліндра, мкм:					
впускний бік	23	50	0	26	9
випускний бік	38	80	27	53	50
Знос жарових кілець по діаметру, мкм:					
впускних	25	50	10	80	20
випускних	25	62	28	76	50
Знос жарових кілець по полиці, мкм:					
впускних	70	100	75	110	144
випускних	300	300	140	90	156

Таким чином, розроблена методика прискорених випробувань дозволяє ще на стадії доводки конструкції двигуна НТМ оцінювати експлуатаційні властивості масел, вибирати з них найбільш прийнятне. Це робить результати доведення більш об'єктивними, що обумовлено як прийнятими конструктивними рішеннями, так і властивостями моторних масел.

Ця методика, крім того, дозволяє значно скоротити строки створення нових моторних масел для двигунів НТМ.

На сучасному етапі розвитку двигунобудування для НТМ проблеми розробки ефективних моторних масел визначають перспективний допустимий рівень форсування двигунів для військової техніки.

Успіх вирішення даних проблем можливий лише при співпраці розробників двигунів і масел для них.

4.4.2. Передпускова підготовка двигуна перед початком доводочних випробувань

Для надійної роботи пар тертя та зменшення і стабілізації їх зносу важливе значення має подача до цих пар масла перед пуском, оскільки при пуску двигуна має місце запізнення надходження масла до сполук, що сприяє погіршенню змащення та підвищенню зносу.

Примусова передпускова подача масла здійснюється до пар "циліндр – поршень" та "колінчастий вал – підшипник".

Така подача до пари "циліндр – поршень" здійснюється форсункою, що впорскує масло у впускний трубопровід або безпосередньо до циліндра.

Поліпшення підведення масла до підшипників колінчастого вала може проводитися за однією із схем:

- утримання масла в магістралі;
- підігрів масла;
- прокачування масла перед пуском.

У практиці створення і доведення двигунів НТМ широке розповсюдження отримали дві останні схеми.

Підігрівання масла у баці здійснюється випускними газами котла-підігрівача, який запускається для розігріву силової установки при температурі навколишнього повітря від +5 °С та нижче.

На двигунах з “мокрим” картером підігрівання масла здійснюється водою. На рис. 4.50 показана конструкція “мокрого” картера двигуна 4ДТ.

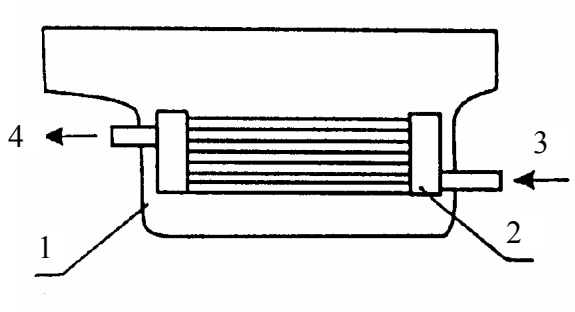


Рисунок 4.50 – Схема “мокрого” картера:

1 – картер; 2 – теплообмінник; 3 – підведення води; 4 – відведення води

При роботі двигуна даний теплообмінник відводить теплоту, а при пуску використовується для розігріву масла.

Однак даний спосіб розігріву масла малоефективний, оскільки при попередній прокачці масла колінчастий вал та корінні опори залишаються холодними.

Тому доцільніше підігрівати безпосередньо корінні опори, що дозволяє різко знизити коефіцієнт тертя та збільшити частоту обертання колінчастого вала.

Попередній прогрів корінних опор може бути виконаний з допомогою керамічних (рис. 4.51, а) або штирових нагріваючих елементів (рис. 4.51, б). Темп прогрівання опор залежить від їх маси та потужності електричного джерела. Корінні підвіски, наприклад двигуна 6ТД, прогріваються зі швидкістю до 40 °С/хв, витрата електроенергії на одну підвіску складає 95 Вт.

Попередній прогрів корінних опор є найбільш ефективним способом передпускової підготовки двигуна, оскільки різко знижується опір обертанню колінчастого вала, що сприяє прискоренню процесу пуску при температурі навколишнього середовища мінус 40 °С у 2...2,5 рази.

Прокачування масла перед пуском виконується маслозакачуючим насосом МЗН-2, що приводиться від електродвигуна. Маслозакачуючий насос здійснює подачу холодного масла, яке має високу в’язкість. Для зниження тиску в системі передбачено редукційний клапан, який спрацьовує при тиску 1,2 ± 0,2 МПа. Крім того, для захисту манометра від пошкодження на двигуні передбачають додатковий клапан, що відрегульований на тиск 0,5...0,6 МПа.

Пуск двигуна вважають таким, що відбувся, якщо він здійснений з третьої спроби. При пусковій частоті обертання колінчастого вала (n =

120...180 хв$^{-1}$) продуктивність відкачувальних насосів недостатня, що викликає накопичення масла в картері двигуна. Переповнення картерів сприяє роботі двигуна на суміші палива з маслом, що викликає обгоряння поршнів, розпилювачів та ін.

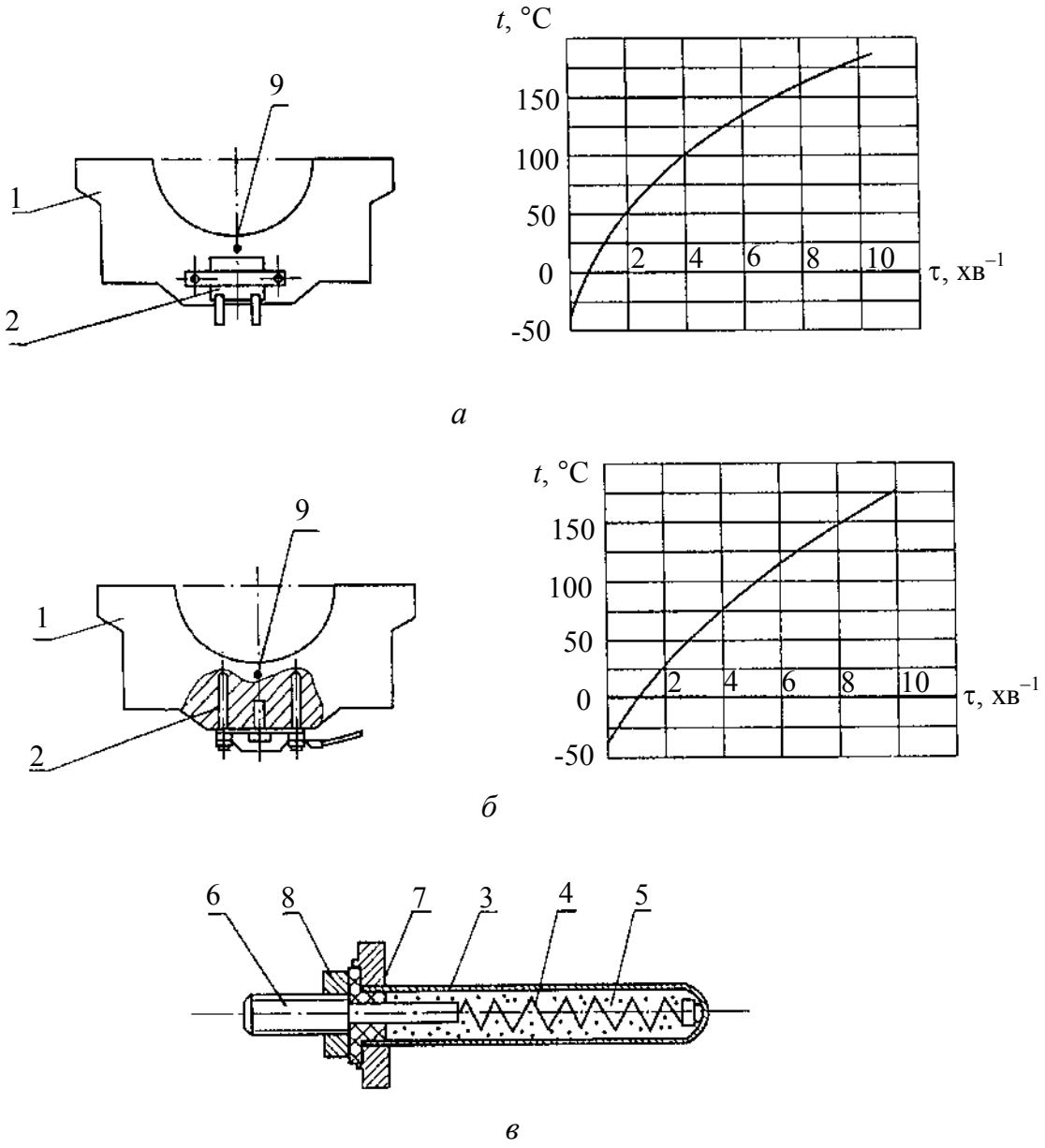


Рисунок 4.51 – Підігрівачі корінних опор:

а – з керамічним нагріваючим елементом; *б* – зі штировим нагрівальним елементом; *в* – конструкція штирового підігрівача;
1 – підвіска; 2 – підігрівач; 3 – трубка ; 4 – спіраль; 5 – наповнювач; 6 –стрижень контактний; 7 – ізолятор; 8 – гайка; 9 – місце встановлення термопар

Тому повинно бути передбачено відкачування масла з картерів з допомогою додаткового маслонасоса, який має автономний привод. Звичайно для відкачування масла використовується той же насос МЗН-2.

З метою зменшення габаритів системи іноді використовують автоматичне відкачування масла з картерів двигуна. Схема такої системи показана на рис. 4.52.

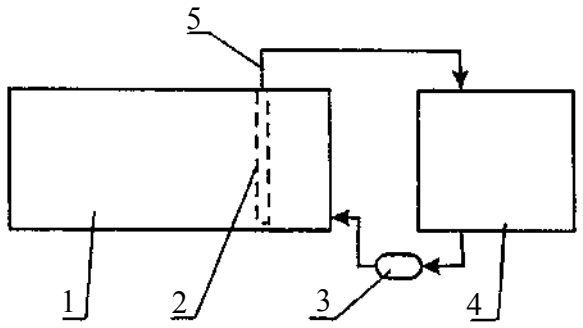


Рисунок 4.52 – Схема автоматичного відкачування масла:
1 – двигун; 2 – відбірна труба; 3 – насос МЗН-2; 4 – маслобак; 5 – відвідна труба

При пуску масло насосом 3 спрямовується у двигун. При цьому у маслобаку 4 створюється розрідження й масло через відбірну й відвідну трубки 2 та 5 повертаються до маслобаку.

Недоліком такої системи є тривалість процесу відкачування через мале розрідження в маслобаці. Крім того, необхідна й абсолютна герметичність систем.

4.4.3. Особливості зовнішньої об’єктової системи змащення та заходи контролю якості її роботи при доводці

Зовнішня система змащення характеризується такими показниками:

- кратністю циркуляції масла;
- питомим прокачуванням масла;
- об’ємом системи змащування;
- питомою ємністю системи змащування;
- місцем розташування об’єму масла, що перевозять;
- способом охолодження масла;
- ступенем автоматизації.

Кратність циркуляції характеризує відношення продуктивності масляного насоса до ємності системи змащування та визначає частоту зміни масла в баку

$$K = \frac{V_{\text{Н}}}{V_{\text{Б}}},$$

де $V_{\text{Н}}$ – продуктивність масляного насоса, л/год.; $V_{\text{Б}}$ – ємність бака, л.

У виконаних конструкціях двигунів НТМ кратність циркуляції сягає 65...84 год$^{-1}$.

Продуктивність масляного насоса залежить від кількості теплоти, що відводиться в масло

$$V_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{м}}}{C_{\text{м}}\left(t_{\text{м}_{\text{вих}}} - t_{\text{м}_{\text{вх}}}\right)},$$

де $Q_{\text{м}}$ – тепловіддача у масло; у швидкохідних двигунах НТМ без охолодження поршнів тепловіддача у масло складає 3...4% від введеної теплоти; $C_{\text{м}}$ – теплоємність масла, що дорівнює 0,45...0,50 ккал/(кг×°С); $t_{\text{м}_{\text{вих}}}, t_{\text{м}_{\text{вх}}}$ – відповідно температура масла на вході та виході з двигуна; звичайно різниця між ними дорівнює 15...20 °С.

Тоді в першому наближенні продуктивність масляного насоса може бути визначена за залежністю, л/год:

$$V_{\text{н}} = \frac{10200 \cdot B_{\text{год}} \cdot 0{,}035}{0{,}5 \cdot 20 \cdot 0{,}85} = 42\, B_{\text{год}}, \quad \text{л/год},$$

де $B_{\text{год}}$ – витрата маса, кг/год.

Питома подача масляного насоса являє собою відношення продуктивності масляного насоса до номінальної потужності двигуна:

$$q_{\text{П}} = \frac{V_{\text{н}}}{N_e}.$$

Рівні питомої подачі деяких сучасних двигунів НТМ показані на рис. 4.53. Звертає на себе увагу той факт, що зі збільшенням потужності та кількості циліндрів питома подача знижується. Пояснюють це тим, що зі зменшенням кількості циліндрів зростає доля відносних витрат масла в допоміжних вузлах; ця частка не залежить від кількості циліндрів.

Ємність системи змащування визначає запас возимого масла. Вона повинна бути такою, щоб не обмежувати запас ходу об'єкта при будь-яких умовах експлуатації.

Необхідна величина ємності системи змащування оцінюється величиною питомої ємності

$$q_м = \frac{V_c}{N_e},$$

де V_c – об'єм масляної системи, л.

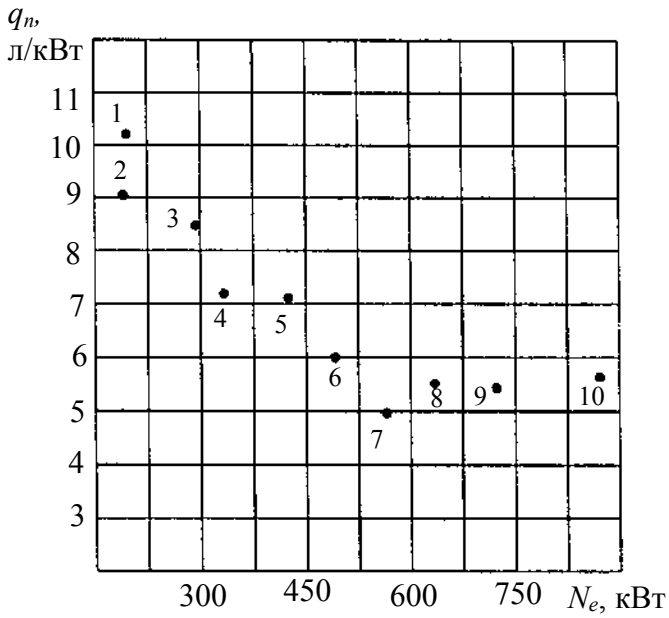


Рисунок 4.53: Питома подача масла у двигунах НТМ:

1 – ЗТД-1; 2 – УТД-20; 3 – ЗТД-2; 4 – 457К; 5 – ЗТД-4; 6 – 5ТДФ; 7 – В-46-6; 8 – 5ТДФМ; 9 – 6ТД-1; 10 – 6ТД-2

На рис. 4.54 показаний вплив питомої ємності системи змащування на знос циліндра й поршневих кілець. При збільшенні питомої ємності знос циліндра та поршневих кілець зменшуються, що пояснюється зниженням концентрації продуктів зносу в маслі та стабілізацією антизносних властивостей масла. Так, при питомій ємності 1,4 кг/кВт лужність масла складає 2,1 м^2 КОН/год замість 0,8 мг при питомій ємності 0,5 кг/кВт.

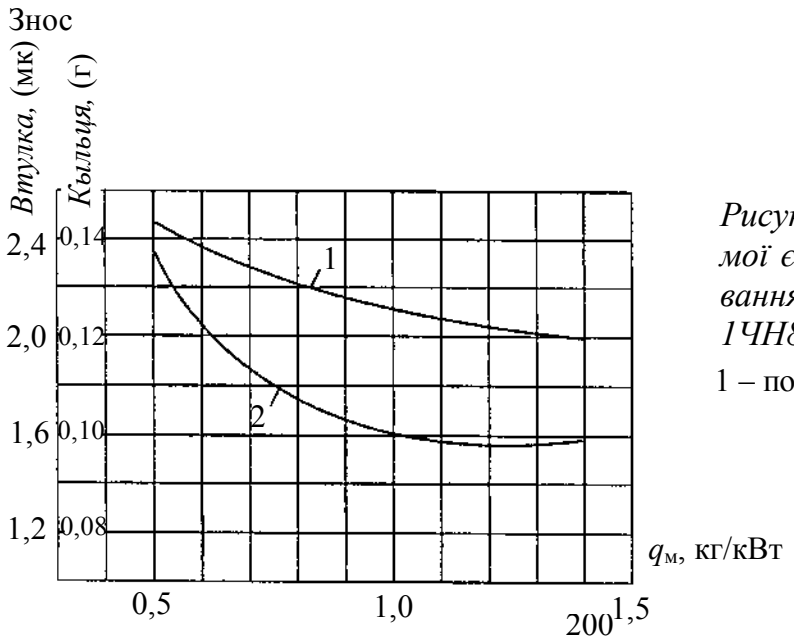


Рисунок 4.54 – Вплив питомої ємності системи змащування на знос деталей дизеля 1ЧН8,5/11:

1 – поршневі кільця; 2 – циліндр

На вітчизняних форсованих двигунах НТМ величина питомої ємності знаходиться в межах 0,15...0,25 л/кВт.

Як показано вище, за принципом розміщення возимого запасу масла високообертові двигуни поділяються на такі, що мають або “мокрий”, або “сухий” картер. Тобто масло розмішується або у піддоні двигуна або в окремій ємності, що зветься масляним баком.

Такий бак (рис.4.55) виготовляють зі сталевого листа або алюмінієвого сплаву. Бак поділено поперечними перегородками на три відсіки. Середній з них є циркуляційним та автоматично поповнюється маслом із крайніх відсіків. У циркуляційному відсіку встановлений піногасник 5, до якого по патрубку 4 зливається масло з радіатора.

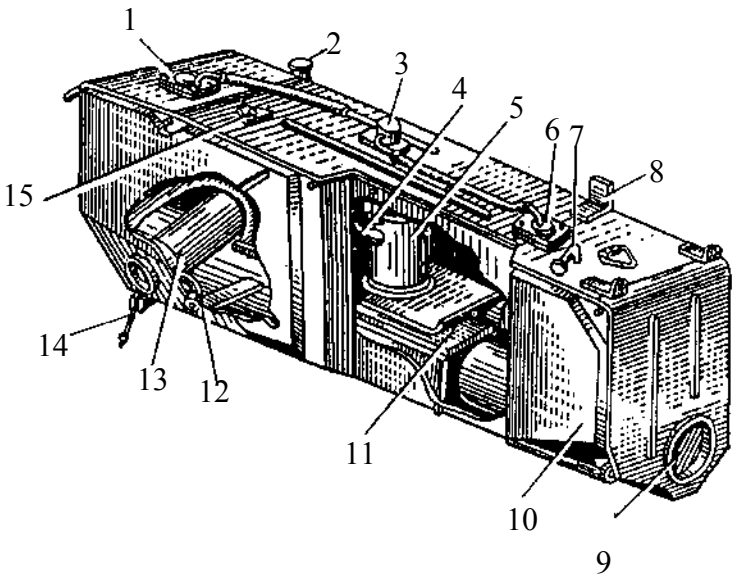


Рисунок 4.55 – Маслобак:
1, 3, 6 – кришки з патрубками; 2, 4, 7, 12 – патрубки; 5 – піногасник; 8 – кутовий профіль кріплення бака; 9 – жарова труба; 10 – передня стінка баку; 11 – відбірна труба; 13 – корпус відбірного фільтра; 14 – фланець; 16 – дренаж насосу МЗН-2

У нижній зоні бака встановлена жарова труба 9, яка призначена для розігріву масла випускними газами підігрівача.

Масло до двигуна надходить по відбірній трубі 12, перед якою встановлений сітчастий відбірний фільтр 13. Між патрубками 12 та нагнітаючим насосом двигуна встановлений шланг, на якому змонтовано електричний нагріваючий елемент.

Суфлірування масляного бака здійснюється за рахунок його сполучення з картером двигуна, де створене розрідження.

Охолодження масла здійснюється в радіаторі. Теплота в навколишнє середовище може передаватися через проміжний теплоносій (воду) або –

безпосередньо в повітря.

Застосування водомасляного теплообмінника вимагає суттєвого зниження температури води з метою отримання потрібного температурного перепаду. Для цього необхідно створити додатковий низькотемпературний водяний контур, що, на жаль, збільшує габарити МТВ.

Тому в сучасних об'єктах НТМ охолодження масла в радіаторах здійснюється повітрям.

Необхідна швидкість повітряного потоку створюється або вентилятором, або ежекційною системою охолодження.

В об'єктах Т-64, Т-80УД, Т-84 масляний радіатор двигуна розміщений над водяним і займає біля 2/3 площі водяного радіатора.

Цей масляний радіатор є трубчасто-пластинчастого типу й складається із латунних овальних трубок (рис. 4.56). Передача теплоти від масла в повітря здійснюється в три етапи: від масла до стінок труби, по трубках та в повітря.

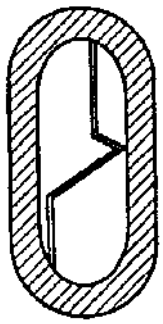


Рисунок 4.56 – Трубка маслорадіатора з тепловим ребром

У трубках масляних радіаторів рух теплоносія (масла) реалізується у ламінарному режимі, а для інтенсифікації теплообміну у трубках установлюють теплові ребра (рис.4.56).

Характеристики радіаторів суттєво залежать від контактів між трубками й охолоджуючими пластинками. Надійний контакт їх досягається при паянні радіаторів методом занурювання.

Радіатори, як правило, виконуються багатозахідними. Швидкість масла у трубках не перевищує 0,3 м/с, глибина радіатора складає 90 мм, довжина трубок – не більше 850 мм.

При доводці конструкції системи змащування нового двигуна важливе значення має контроль за роботою системи змащування в об'єкті. Він здійснюється за такими параметрами:

- наявність масла в баці (контроль – щупом);
- мінімальний тиск масла на виході з колінчастого вала (перевіряють манометром);

- максимальна температура масла на виході з двигуна (контроль – термометром);
- чистота масла (контролюється при періодичних оглядах масляного центробіжного фільтра).

Крім того, в об’єкті треба передбачити аварійну зупинку двигуна при зниженні тиску масла нижче допустимого. При цьому на пульті світиться індикатор мінімального тиску, прослуховується переривчастий звуковий сигнал; механізм зупинки двигуна (МЗД) виключає дизель. Вказаний пристрій дозволяє запобігти руйнування двигуна.

4.4.4. Розрахунок системи змащення як основа доводочних операцій

Результати такого розрахунку дозволяють оцінювати ефективність робіт по доведенню конструкції системи змащування нового двигуна на різних етапах його розробки.

При розрахунку системи змащування необхідно визначити кількість масла, що прокачається в одиницю часу, ємність системи, швидкість потоку масла й рівень гідравлічного опору масляного тракту.

Кількість прокачуваного масла або продуктивність масляного насоса, см^3/с визначено вище й складає:

$$V_{\text{н}} = 42\,B_{\text{год}} = \frac{42\,B_{\text{год}}}{3600}1000 = 1{,}17\,B_{\text{год}}\,.$$

Швидкість потоку масла у трубопроводах та каналах системи змащування

$$\vartheta_{\text{м}} = \frac{V_{\text{н}}}{f},$$

де f – площа перерізу каналу, см^3.

Швидкості потоків у каналах звичайно приймають такими:

→ в усмоктуючих каналах 1,0...2,0 м/с;

→ у нагнітаючих каналах 2,0...5,0 м/с.

Гідравлічний опір при перетіканні масла

$$\Delta p = \Delta p_{\text{терт}} + \Delta p_{\text{опор}} = \lambda \frac{e}{d} \times \frac{\vartheta_м^2 \times \gamma_м}{2q} + \sum \xi \times \frac{\vartheta_м^2 \times \gamma_м}{2q} =$$

$$= \left(\lambda \frac{e}{d} + \sum \xi \right) \times \frac{\vartheta_м^2 \times \gamma_м}{2q},$$

де $\Delta p_{\text{терт}}$ – опір тертя; $\Delta p_{\text{опор}}$ – локальні втрати тиску; l, d – відповідно довжина та діаметр дільниці маслоканалу; $\gamma_м$ – питома вага масла; λ – коефіцієнт опору тертя; ξ – коефіцієнт локального опору.

Опір тертя залежить від коефіцієнту опору тертя

$$\lambda = 0{,}02 + \frac{1{,}7}{\sqrt{\text{Re}}},$$

де Re – критерій Рейнольдса.

Для моторних масел критерій (число) Рейнольдса лежить у широких межах – $(2...8) \times 10^3$, тому відповідно коефіцієнт опору змінюється у межах 0,05...0,035.

Головною причиною опору рухові масла є тертя о стінки, яке залежить від шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу (каналу). При довгих трубопроводах опір тертя перевищує локальні (місцеві) опори.

Місцеві втрати тиску залежать від коефіцієнтів місцевих опорів. Величини коефіцієнтів місцевих опорів залежать від конструктивних характеристик трубопроводів і складають для:

входу до баку	$\xi = 1$;
виходу з баку	$\xi = 0{,}5$;
коліна під кутом 90°	$\xi = 0{,}2...0{,}4$;
сполучення двох маслопроводів	$\xi = 0{,}2...0{,}3$;
трійника	$\xi = 1{,}5...2{,}5$;
косинця	$\xi = 1{,}2...1{,}3$;
зворотного клапану	$\xi = 1{,}7...2{,}0$.

Для визначення ємності масляних баків рекомендована емпірична залежність:

$$V_{\text{сист}} = q_м \; N_e,$$

де $q_м$ – питома ємність системи.

Ємність масляних баків повинна бути такою, аби забезпечити запас ходу об’єкта при будь-яких умовах експлуатації об’єкта.

Витрата масла визначається впливом різних факторів, які розглядаються нижче.

4.4.5. Нейтралізація впливів поздовжніх та поперечних кренів при доводці двигуна

У технічних умовах на створення двигуна вказуються максимальні крени у поздовжньому та поперечному напрямках (звичайно вони звуться диферентами та кренами), при яких двигун повинен зберігати працездатність.

Для двигунів НТМ максимально допустимі крени й диференти не повинні перевищувати 35°.

Основні проблеми, які виникають при кренах, пов'язані з переповненням картерів маслом, що приводить до роботи двигуна на суміші палива та масла, яке проникає у КЗ через систему суфлірування. Робота двигуна на маслі викликає обгоряння кромок поршня та соплових отворів розпилювача.

Заходи, що запобігають переповненню картерів, залежать від типу картера.

У двигунах з "мокрим" картером піддону надають специфічної форми з місцевим заглибленням, з якого і забирають масло.

Особливістю системи змащення з "сухим" картером є наявність зовнішнього маслобака, у якому розміщується запас возимого масла. Тому в конструкціях двигунів із "сухим" картером передбачаються нагнітальні та відкачувальні насоси.

Звичайно відкачувальних насосів два; вони функціонують або одночасно, або почергово залежно від напрямку крену двигуна. При диферентах працюють обидві секції масляного насоса, а при кренах – одна з них.

Більш суттєві проблеми виникають при відкачуванні масла на двигунах із протилежно рухомими поршнями через наявність двох картерів, які пов'язані між собою переливною трубкою. В такому разі відкачувальні насоси розташовуються в кожному картері вздовж двигунів. Конструкція відкачувального насоса двигуна типу 6ТД показана на рис. 4.57. Нагнітальні вузли розташовані в кожному відсіку блока. Сумарна продуктивність кожного відкачувального насоса вдвічі вища за продуктивність

нагнітаючого насоса. Необхідність виконання цієї вимоги пояснюється рис. 4.58.

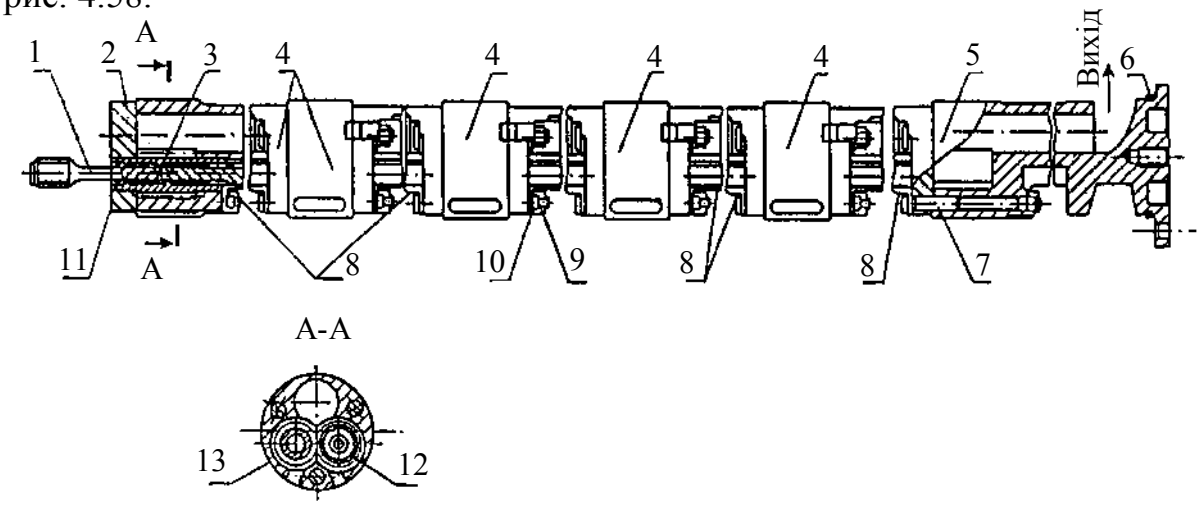


Рисунок 4.57 – Масляний вікачувальний насос двигуна 6ТД:

1, 8 – валик; 1 – кришка; 3, 11 – кільця стопорні; 4, 5 – корпуси; 6– кільце ущільнююче; 7 – болт призонний; 9 – гайка; 10 – гайка стопорна; 12 – шестірня ведуча; 13 – шестірня ведена

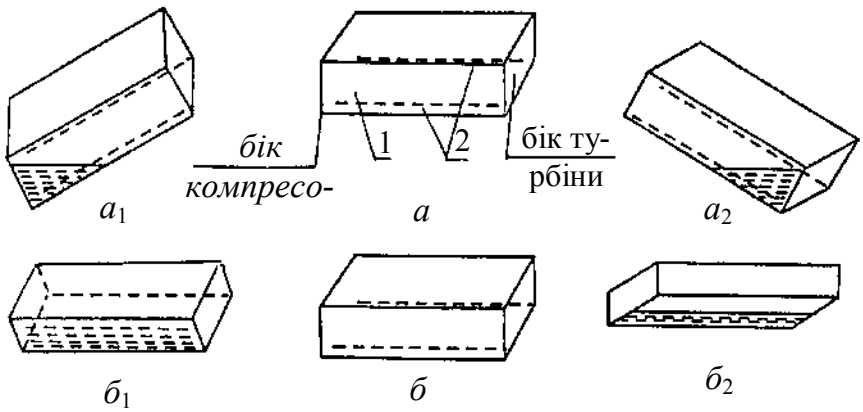


Рисунок 4.58 – Схема роботи системи відкачування масла з двигуна з горизонтальним розташуванням циліндрів та протилежно рухомими поршнями:

а – при поперечних кренах; *б* – при повздовжніх кренах;

При поперечних кренах масло накопичується із боку компресора a_1, або з боку турбіни a_2. При цьому у роботі приймають участь тільки окремі секції відкачувальних насосів, що знижує їх загальну продуктивність.

При лівому поперечному крені a_1 виникає небезпека роботи двигуна на маслі, оскільки саме в цій зоні здійснюється забирання газів з метою вентиляції картера. Закидання масла в КЗ виникає при пуску й при роботі двигуна; це залежить від кількості масла у картері, а також – від кута крену.

Кількість масла в картері залежить від кількості пусків і це треба враховувати при доводці двигуна.

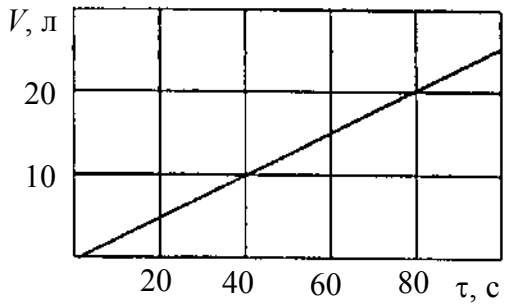


Рисунок 4.59 – Залежність прокачування масла в картер двигуна від тривалості роботи насоса МЗН-2

На двигуні 5ТДФ, наприклад, дозволяються три пуски тривалістю 30 с кожний. На рис. 4.59 поданий графік закачування масла М-16ІХП-3 у картер двигуна 5ТДФ залежно від тривалості роботи додаткового пускового масляного насоса МЗН-2.

За три спроби в картері двигуна 5ТДФ може накопичитися до 25 л масла.

Вплив поперечного крену двигуна на лівий борт та кількості масла в картері перед пуском на початок закидання масла до КЗ для двох варіантів системи суфлірування показано на рис. 4.60.

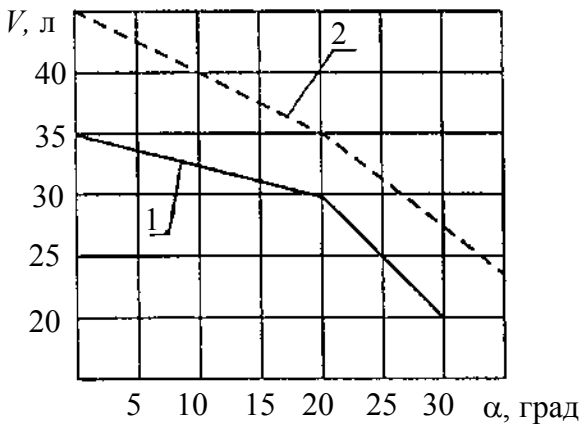


Рисунок 4.60 – Залежність початку закидання масла від кута лівого крену двигуна та кількості масла у картері:

1 – забирання газів у зоні компресора;
2 – забирання газів у центрі блоку

Вказані варіанти відрізняються місцем забирання картерних газів (у варіанті 2 воно перенесено в бік 4-го циліндра) та наявністю щитків у зоні забирання картерних газів. Варіант 2 дозволив задовольнити вимоги щодо роботи двигуна при максимальних кренах.

Перевірка роботи двигуна при максимальних кренах та диферентах

здійснюється на спеціальних стендах. Загальний вид такого стенду показаний на рис. 4.61.

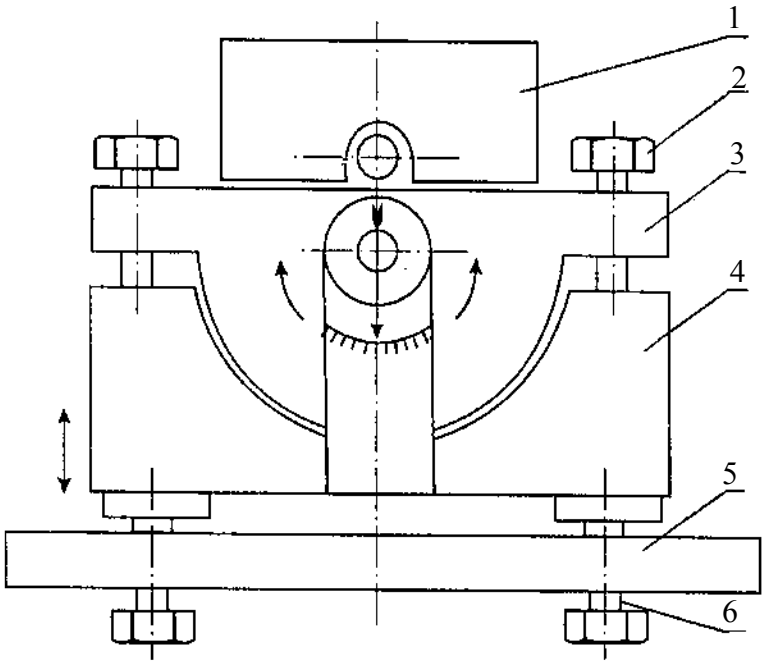


Рисунок 4.61 – Схема стенда для імітації поздовжніх і поперечних кренів:
1 – двигун; 2 – болти встановлення поперечних кренів; 3 – станина поперечних кренів; 4 – станина поздовжніх кренів; 5 – основа; 6 – болти регулювання поздовжніх кренів

Стенд являє собою автономне моторно-трансмісійне відділення, в якому агрегати та вузли повністю імітують реальний об'єкт. Стенд дозволяє відтворювати будь-які об'єктові поздовжні та поперечні крени та їх комбінації за рахунок обертання станини 3 і нахилу станини 4.

4.4.6. Доводка системи змащення за фактором витрати масла

У виконаних конструкціях двигунів витрата масла залежить від рівня форсування двигуна, частоти обертання колінчастого вала, розмірності двигуна, конструкції кільцевого ущільнення тощо. На рис. 4.62 показана витрата масла у вітчизняних та інших двигунах.

Відмічається стабільна тенденція до зменшення витрати масла за роками випуску двигунів.

Такий висновок стосується і двигунів НТМ типу 5ТДФ, 6ТД-1, 6ТД-2, хоча загальний рівень витрати масла в них вищий, ніж у двигунів

народно - господарчого призначення.

У дизелів автотракторних, комбайнових та подібних швидкохідних двигунів витрата масла складає 1,8...2,2 г/кВт×год., що відповідає 0,5... 0,8 % від витрати моторного палива.

Сьогодні вже досягнутий вдвічі нижчий (0,2...0,5 % b_e) рівень витрати масла. Подальше зниження витрати масла, особливо щодо нижньої межі 0,2 % b_e, пов'язане зі значними труднощами, оскільки така величина витрати масла визначається випаровуванням масляного шару на дзеркалі циліндра.

Однак це не стосується високофорсованих двигунів НТМ, нижня межа витрати масла все ще перевищує 4,5 % b_e. Отже для цих двигунів ще не всі резерви економії витрати масла вичерпані, тим більше, що з точки зору збільшення запасу ходу об'єкта така економія вкрай доцільна (див. рис. 4.62).

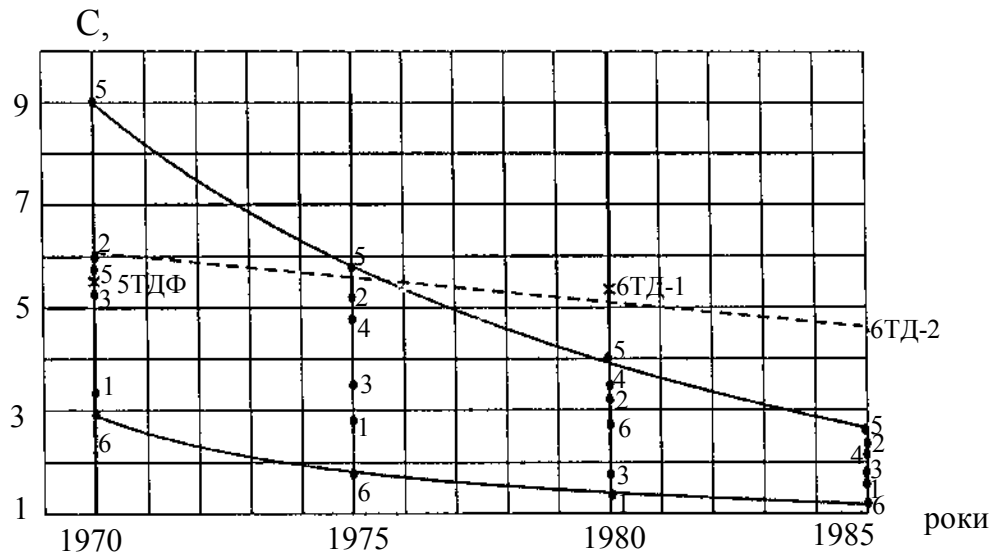


Рисунок 4.62 – Витрата масла в сучасних швидкохідних двигунах НТМ у порівнянні з двигунами народно – господарчого призначення:

1 – ЧН8,5/11; 2 – ЧН10,5/13; 3 – ЧН12/14; 4 – 12ЧН 15/18; 5 – 12ЧН18/20;
2 – 6 – 12ЧН18/22

У зв'язку з цим доречно розглянути основні шляхи подальшого зниження витрати масла у двигунах НТМ четвертого покоління.

Таке дозволить обґрунтовано та цілеспрямовано здійснювати доведення систем змащення перспективних двигунів НТМ.

а) Шляхи зниження витрат масла в чотиритактних двигунах

Витрату масла на угар для таких двигунів з наддувом можна записати у вигляді

$$C_{угар} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6,$$

де C_1 – витрата масла крізь зазори циліндропоршневої групи;

C_2 – витрата масла крізь зазори у парі “шток клапана – втулка клапана”;

C_3 – масло, яке потрапляє у КЗ із повітрям для наддуву;

C_4 – випаровування масла з поверхні дзеркала циліндра;

C_5 – викидання масла через систему вентиляції картера;

C_6 – втрата масла крізь нещільність масляної системи.

Аналіз досліджень ЦНДДІ щодо визначення складових витрати масла на швидкохідному двигуні 6ЧН15/18 свідчить, що 80...90 % від загальної витрати масла при роботі двигуна складають витрати C_1; 10...16 % – через клапанний механізм (C_2); 4...8 % - складові C_3 та C_5. Випаровування масла не піддається точному розрахунку або експериментальному визначенню (C_4).

Таким чином, суттєво впливають на витрату масла саме втрати через циліндропоршневу групу.

По даним експертних оцінок середньозважену значущість впливових факторів можна навести в такій послідовності:

- зазор “поршень – циліндр”;
- конструкція кільцевого ущільнення та оформлення робочих кромок кілець;
- величина питомого тиску маслозйомних кілець на дзеркало циліндра;
- пристосованість поршневих кілець до дзеркала циліндра;
- розташування кілець на поршні;
- частота обертання колінчастого вала;
- вібрація кілець і т. ін.

Досвід багаторічних досліджень на двигунах типу V-2, ЯМЗ та інших швидкохідних дизелях показав, що основними напрямками доведення конструкції системи змащення по фактору витрати масла слід вважати:

• зменшення зазору в парі “юбка поршня – циліндр”; наприклад, при зменшенні його з 0,2 до 0,1 мм витрата масла знижується на 20...25 %;

• пошук раціональної форми утворюючої верхнього компресійного кільця; можливі варіанти утворюючої кільця – циліндрична, бочкоподібна, “хвилинна” (менший діаметр із боку верхнього торця), “антихвилинна” (менший діаметр з боку нижнього торця); найбільш знижують витрату масла “хвилинні” кільця, однак вони найбільш схильні до радіальної вібрації внаслідок віджимання від гільзи газами; тому в більшості верхні кільця все ж бочкоподібні (якщо у кільця з циліндричним профілем утворюючої витрату масла оцінити в 100 %, то для бочкоподібного він складатиме близько 70 %); друге та подальші кільця звичайно виконують “хвилинними” з хромованою робочою поверхнею;

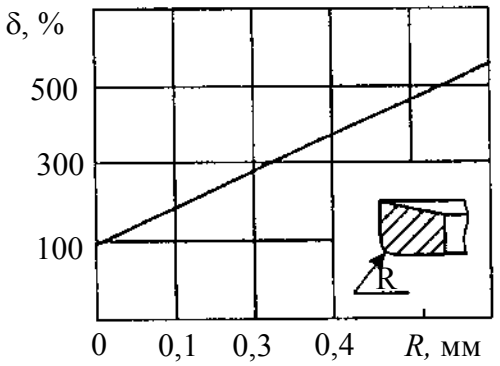


Рисунок 4.63 – Залежність відносної витрати масла від радіуса сполучення утворюючої поршневого кільця з його опорною поверхнею

• призначення раціональної величини радіуса R переходу від утворюючої до опорної поверхні кільця; згідно з рис. 4.63 при збільшенні R зростає дія гідродинамічного клина на утворюючу, що викликає пропускання масла в КЗ; наприклад, при зменшенні величини R для верхнього поршневого кільця до 0,1 мм витрата масла зменшується в 2...3 рази;

• вибір розташування верхнього ущільнюючого кільця; граничне верхнє розташування першого кільця визначається (обмежується) температурою поршня; треба пам’ятати, що зі зменшенням шкідливого об’єму над кільцем знижується концентрація C_nH_m у випускних газах;

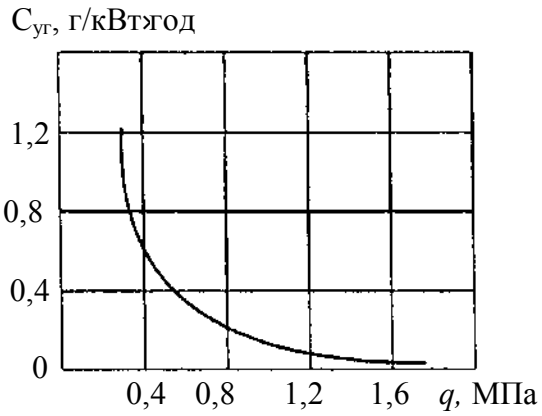


Рисунок 4.64 – Залежність витрати масла від величини питомого тиску маслозйомного кільця

- регулювання витрати масла за рахунок питомого тиску q кільця на стінку циліндра (рис. 4.64); треба мати на увазі, що зі збільшенням питомого тиску витрата масла різко зменшується; однак у районі q = 1,0... 1,2 МПа тиск стабілізується, тому подальше збільшення q недоцільне;
- доопрацювання свердлень у юбці поршня для відведення в картерну порожнину масла, яке зіскрібається з дзеркала циліндра; по-перше, треба перевірити, чи достатній їх переріз для пропускання масла; по-друге, чи відповідає їх нахил до утворюючої поршня існуючим аналогам.

Багатоваріантність конструкцій маслоскидуючих кілець не оказує суттєвого впливу на витрату масла, оскільки при будь-якій конструкції витрата масла на угар буде визначатися величиною питомого тиску кільця на стінку циліндра та наявністю просвіту у даній парі тертя.

Взагалі оптимальною є для двигуна НТМ конструкція кільцевого ущільнення зі трьох кілець:

► перше кільце – симетричне, бочкоподібне, прямокутного (як правило) перерізу, з покриттям хромом (молібденом), з мінімальним радіусом сполучення утворюючої з торцем кільця;

► друге кільце – скребкове, “хвилинне”, з покриттям хромом (молібденом);

► третє кільце – маслозйомне, з рівнем питомого тиску на стінку циліндра 1,0...1,2 МПа, яке має пристосування до похибок геометрії гільзи та виключає осьову та радіальну вібрації.

Природно, що всі кількісні оцінки конструкції елементів системи змащення повинні перевірятися в процесі доведення цієї системи за фактом мінімізації масла конкретним двигуном НТМ.

*б) Шляхи доводки конструкції системи змащення за фактором витра*ти масла у двотактних двигунах із протилежно рухомими поршнями

Механізм витрати масла у швидкохідних двотактних двигунах із протилежно рухомими поршнями більш складний у порівнянні з чотиритактними двигунами.

На рис. 4.65 показана принципова схема складових витрати масла стосовно двигунів НТМ типу 5ТДФ.

Витрата масла на угар згідно з рис. 4.65 може бути наведена у вигляді:

$$C_{угар} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 + C_8$$

де такі складові витрати масла:

C_1 – на угар по зазорам циліндропоршневої групи з впускного боку;

C_2 – на угар по зазорам циліндропоршневої групи з випускного боку;

C_3 – у впускний ресивер маслоскидуючими кільцями;

C_4 – у випускний ресивер маслоскидуючими кільцями;

C_5 – у впускний ресивер з наддувним повітрям;

C_6 – через систему вентиляції;

C_7 – через беззазорне масляне ущільнення компресора;

C_8 – через графітове ущільнення турбіни.

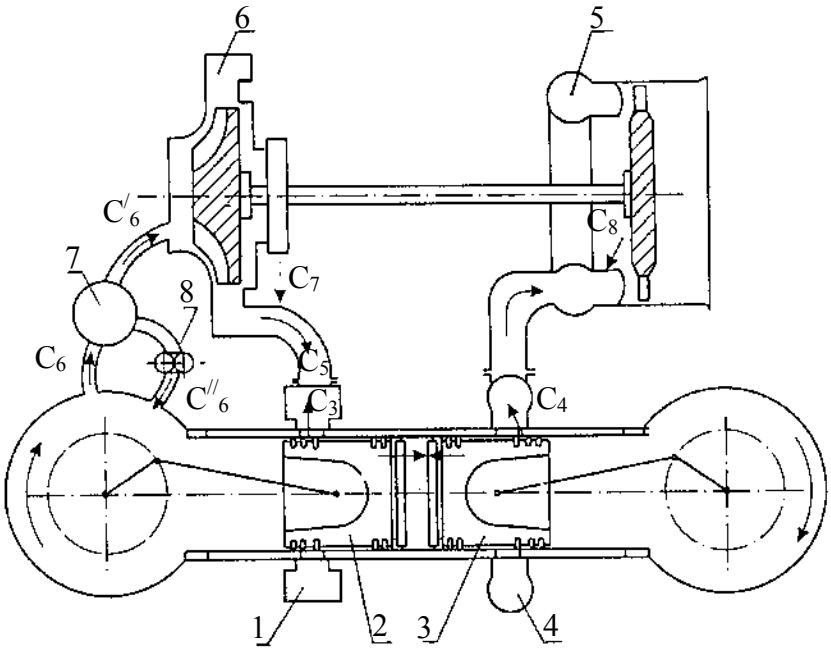


Рисунок 4.65 – Принципова схема складових витрати масла на угар у двотактному двигуні із протилежно рухомими поршнями:

1 – впускний ресивер; 2 – поршень впускного боку; 3 – поршень випускного боку; 4 – випускний ресивер; 5 – турбіна; 6 – компресор; 7 – масловідділювач; 8 – відкачувальний насос

Наявність впускних та випускних вікон на дзеркалі циліндра змінює звичайне уявлення про витрати масла на угар. Річ в тому, що впускні й випускні вікна створюють менший опір для протікання масла, ніж ущільнюючі кільця поршня. Тому масло (складові C_3 та C_4) в першу чергу потрапляє у впускний та випускний ресивери.

Масло, що надійшло до впускного ресивера, у подальшому поділяється на три потоки

$$C_3 = C_3' + C_3'' + C_3''',$$

де C_3' – масло, яке потрапляє у за кільцеву порожнину впускного поршня;

C_3'' – масло, яке витікає з повітрям при продувці циліндра; C_3''' – масло, що потрапляє на дзеркало при наповненні циліндра й вихровому русі повітря.

У впускний ресивер додатково надходить масло з повітрям для наддуву. При вентиляції картера відбирається газомасляна емульсія (складова C_6), яка розділяється на два потоки

$$C_6 = C_6' + C_6'',$$

де C_6' – очищені картерні гази, які потрапляють на вхід до компресора після масловідділювача 7; C_6'' – масло, яке повертається в двигун масловідкачувальним насосом 8.

Очищення картерних газів від масла виконується в масловідділювачі (рис. 4.66).

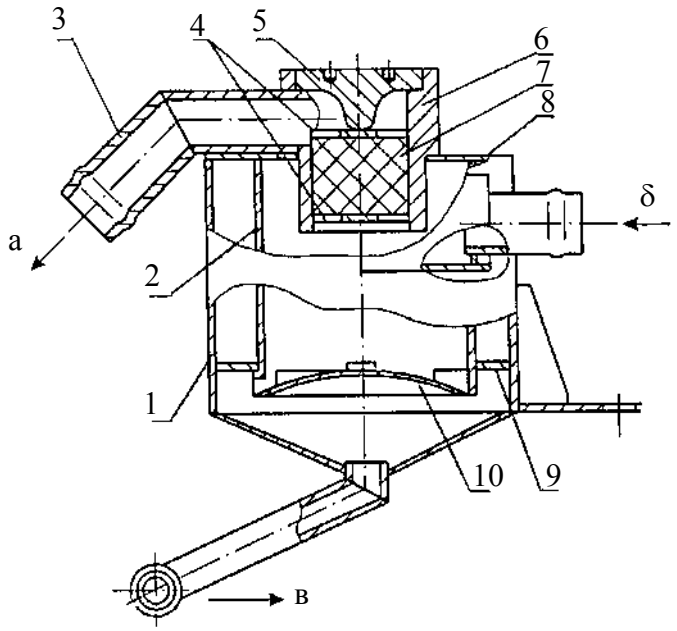


Рисунок 4.66 – Масловідділювач (масловідбивач):

а – відведення газів; *б* – підведення картерних газів; в – відведення масла;
1 – обичайка; 2 – спіраль; 3,6– труби; 4 – хрестовина; 5, 8 – кришки; 7 – фільтруюча набивка; 9 – дно; 10 – відбивач

Він являє собою сталевий зварний циліндр 1, до якого картерні гази підводяться тангенціально. Внаслідок обертального руху газів масло від-

кидається на периферію та повертається назад до картера, а очищені гази через центральну зону й набивку 7 відводяться в компресор. Коефіцієнт пропуску, що оцінюється як відношення кількості пропущеного масла до підведеного, складає 0,4 %, що не перевищує 20 г/год. Якість очищення картерних газів оцінюється візуально. Для цього на 15...20 с відкривають кран на підведенні повітря до повітроочищувача 4, підносять чистого листа паперу, після чого порівнюють останній з еталоном. Витрата масла $C_5 = C'_6$ звичайно не перевищує 1 % від загальної витрати масла.

Складові C_7 та C_8 являють собою витрати масла через графітові ущільнення компресора і турбіни відповідно; конструкція графітових ущільнень показана на рис. 4.67.

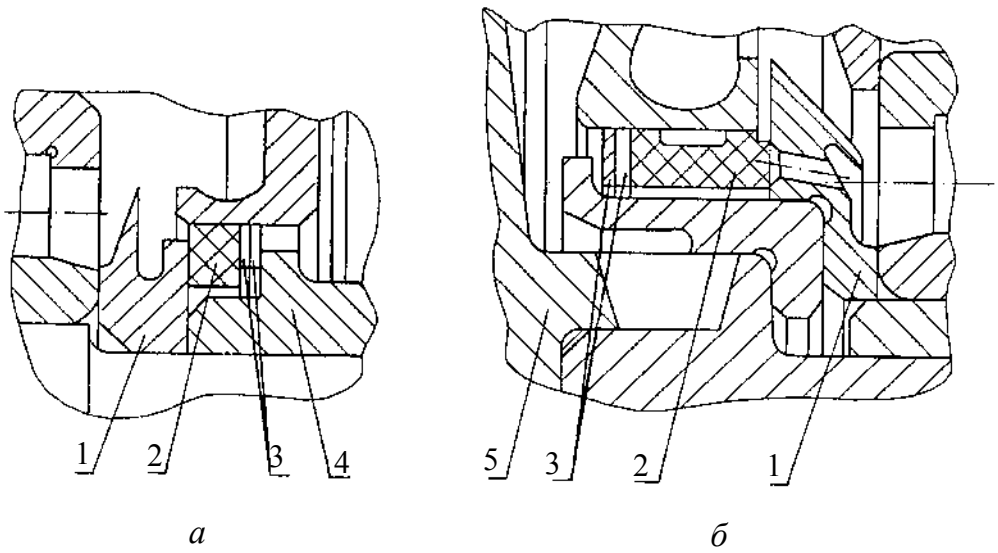


Рисунок 4.67 – Конструкція беззазорного масляного ущільнення:
а – компресор; *б* – турбіна; 1 – відбивач; 2 – графітове кільце; 3 – розрізні кільця; 4 – втулка робочого колеса компресора; 5 – ротор турбіни

Графітові ущільнення розділяють масляні та повітряні (або газові) порожнини одну від одної.

Конструкція ущільнення компресора наведена на рис. 4.67, а. Ущільнення складається з масловідбиваючого кільця 1, графітового кільця 2 та сталевих розрізних кілець 3.

Графітове кільце 2 притискується до поверхні масловідбиваючого кільця 1 під дією надлишкового тиску повітря в порожнині за робочим колесом. Витрата масла через таке ущільнення практично відсутня.

Аналогічна конструкція ущільнення турбіни показана на рис. 4.67, б. При роботі турбіни торець графітового кільця 2 притискується до обертаючої поверхні масловідбиваючого кільця 1 під дією надлишкового тиску повітря в порожнині за ротором турбіни 5. Витрата масла через це ущільнення практично відсутня.

Таким чином, у ряду численних факторів, що впливають на витрату масла, визначальними все ж є закиди у впускні та випускні ресивери та переноси масла по зазорах циліндропоршневої групи, тобто

$C_{угар.} = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = C_{пер} + C_{зак}$,

де $C_1 + C_2 = C_{пер}$ – переноси масла; $C_3 + C_4 = C_{зак}$ – закиди масла.

Для кількісних оцінок впливу кожної з цих складових на величину загальної витрати масла на угар в ХКБД проведені стендові випробування на одноциліндровому двигуні (рис. 4.68). Обертання колінчастого вала здійснюється від електричного мотора. Тиск у впускному та випускному ресиверах імітувався подачею повітря від автономного джерела. Збирання масла здійснювалося в окремі ємності.

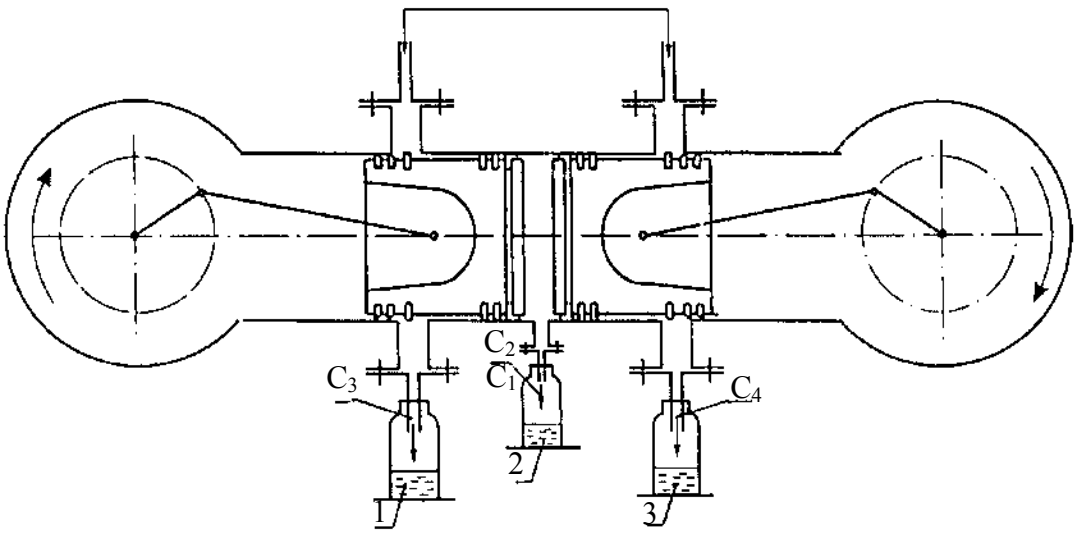


Рисунок 4.68 – Схема одноциліндрової установки для вимірювання складових витрат масла:

1 – впускний бік; 2 – форсуночний пояс; 3 – випускний бік

Результати вимірювань витрати масла при використанні поршня з алюмінієвого сплаву показані на рис. 4.69.

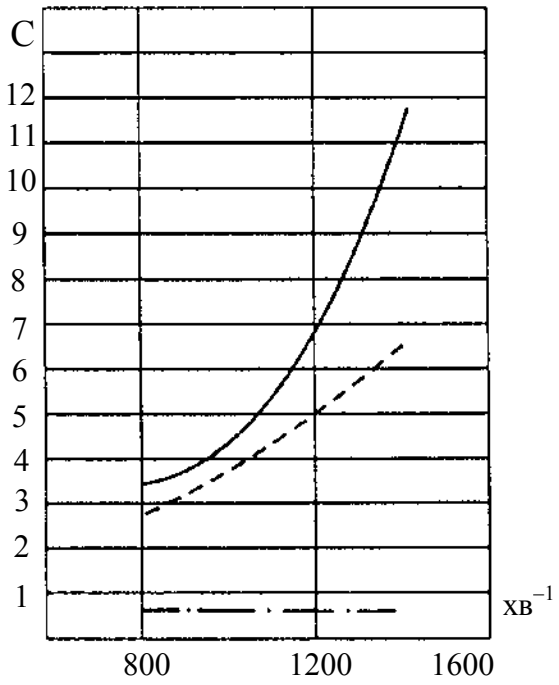


Рисунок 4.69 – Витрати масла:
———— – через впускний бік;
– – – – – – – через випускний бік;
– · – · – · – – форсуночний пояс

Бачимо, що при n = 1500 хв$^{-1}$ загальна витрата палива склала 19,1 г/год., з них через впускний бік C_3 = 11,8 г/год або 61,8 %; через випускну систему 6,4 г/год або 33,5 %, а через форсуночний пояс $C_1 + C_2$ = 0,9 г/год або 4,7 %. Із наведених експериментальних даних випливає, що основними складовими витрати масла у двигунах типу 5ТДФ з поршнями, які рухаються у протилежні боки є закиди масла у впускний та випускний ресивери.

При цьому закиди масла у впускний ресивер майже у два рази вище, ніж у випускній.

Це пояснюється тим, що маслоскидальні кільця впускного боку при положенні поршня у внутрішній мертвій точці (ВМТ) зупиняються ближче до нижньої кромки вікна (0,1 мм замість 5 мм з випускного боку), що сприяє більшому закиду масла у впускні вікна.

в) Доводка системи змащення з метою зниження витрат масла при експлуатації при низьких частотах обертання колінчастого вала

Розглядаючи проблему зниження витрати масла, звичайно мають на увазі робочий діапазон частот обертання колінчастого вала.

Разом з тим існують режими тривалої роботи двигуна на холостих навантаженнях при мінімальній частоті обертання колінчастого вала.

При дослідженні та доводці роботи двигуна типу 5ТДФ на цих режимах відмічено збільшення витрати масла на режимах мінімальних частот обертання (рис. 4.70), що призводить до викиду його у випускний колектор, протікання через стики, подальшого догоряння (при збільшенні навантаження) з появою випускних газів характерного сизого кольору.

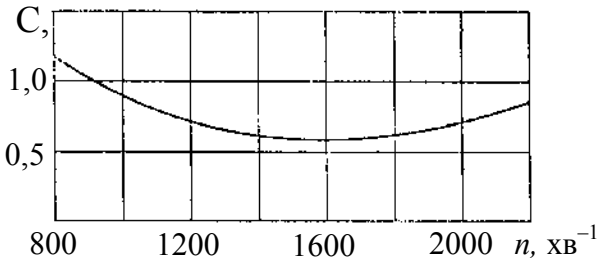


Рисунок 4.70 – Залежність витрати масла від частоти обертання колінчастого вала

Обґрунтувати дане явище впливом традиційних факторів неможливо. У зв'язку з цим зроблено припущення, що при низьких частотах обертання змінюються умови роботи маслозйомних кілець.

Було задіяно спеціальну операцію доводки кільцевого ущільнення, в якій визначалися осьові зусилля, що діють на маслозйомні кільця при різних частотах обертання колінчастого вала.

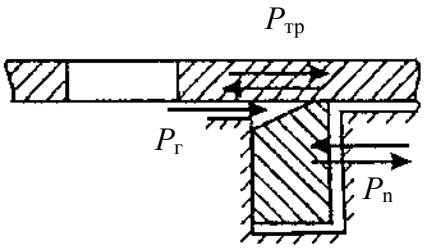


Рисунок 4.71 – Схема навантаження маслозйомного кільця

Схема діючих осьових сил на кільце показана на рис. 4.71. Умова рівноваги кільця може бути наведена у вигляді

$$P_г \pm P_п \pm P_{терт} = 0,$$

де $P_г$ – сила тиску газів; $P_п$ – сила інерції, що діє на кільце у переносному русі; $P_{терт}$ – сила тертя.

Враховуючи малу площину, на яку діє тиск газів, та низький рівень тиску газів, складовою $P_г$ можна нехтувати. Тоді умова рівноваги кільця виглядає інакше:

$$P_п \pm P_{терт} = 0.$$

Сила інерції, що діє на кільце у переносному русі

$$P_п = m\,J_п,$$

де m – маса кільця; $J_п$ – прискорення поршня.

Тут прискорення поршня

$$J_п = \omega^2 R \times f(\varphi),$$

де ω – частота обертання колінчастого вала; R – радіус кривошипа; f(φ) – функція прискорення, яка залежить від геометричних розмірів кривошипно-шатунного механізму.

Сила тертя

$$P_{терт} = \pi D\ b\ q\ \mu,$$

де q – питомий тиск кільця на дзеркало циліндра; b – висота кільця; μ – коефіцієнт тертя.

Питомий тиск кільця

$$q = \frac{2Q}{bD},$$

де Q –пружність кільця; D – діаметр циліндра.

Коефіцієнт тертя є функція кута φ обертання колінчастого вала, температури дзеркала циліндру $t_ц$, середньої швидкості поршня C_m, середнього питомого тиску кільця q, тобто

$$\mu = f(q, \varphi, C_m, t_ц).$$

Експериментальні значення величини коефіцієнта тертя (при q = 0,3 МПа, C_m = 2,15 м/с, $t_ц \geq 115$ °С) за даними К. Енгліта показані в табл. 4.12.

Таблиця 4.12 – Зміна коефіцієнта тертя по куту обертання колінчастого вала

φ, град	0	30	60	90	120	150	180	180	210	240	270	300	330	360
μ	0,070	0,046	0,046	0,054	0,054	0,43	0,039	0,077	0,077	0,70	0,074	0,046	0,031	0,023

Тоді вихідне рівняння рівноваги кільця можна записати у такому вигляді (для двигунів типу 5ТДФ):

$$m\ \omega^2\ f(\varphi) \pm \pi\ D\ b\ q\ \mu = 0,$$

де m = 25 г – маса кільця; R = 60 мм – радіус кривошипа; D = 120 мм – діаметр циліндра; B = 2,5 мм – висота кільця; Q = 2,5 кг – пружність кільця.

Розрахунок сил, що діють на маслозйомні кільця, виконаний для частот обертання колінчастого вала n = 2200; 1500; 800 $хв^{-1}$. Результати розрахунку наведені на рис. 4.72.

З аналізу наведених кривих маємо, що при частотах обертання холостого ходу $n_{хх}$ = 800 $хв^{-1}$ маслозйомне кільце при підході до зовнішньої мертвої точки (φ = 90...180°) не навантажене осьовими силами і вільно “пла-

ває”, що може сприяти появі осьових та радіальних вібрацій і погіршенню функціонування кільця.

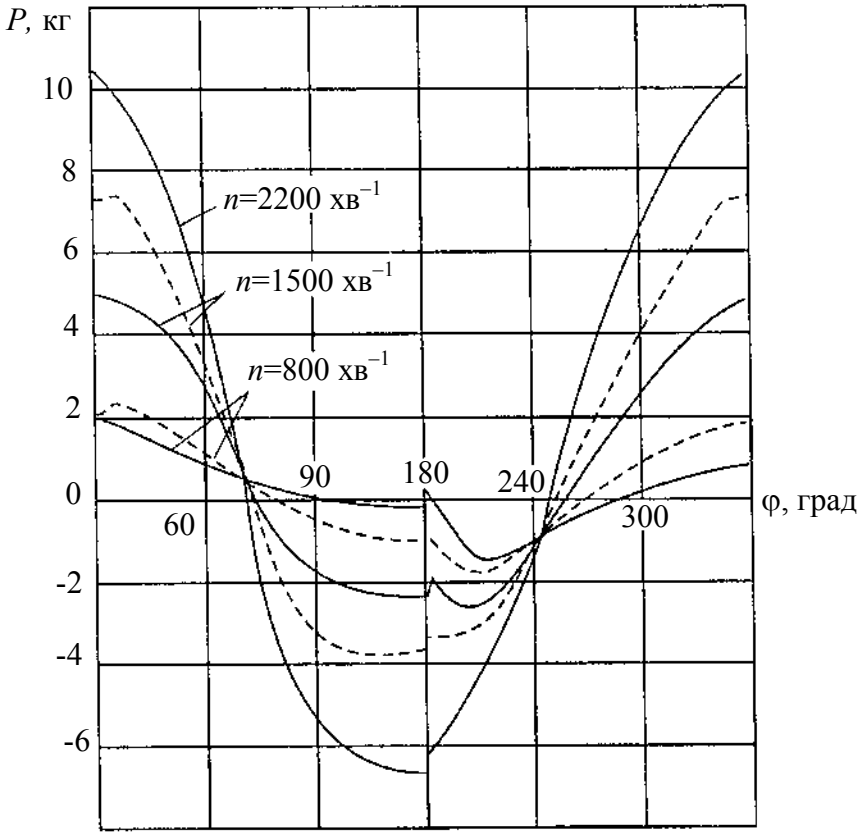


Рисунок 4.72 – Графіки осьових сил, що діють на маслозйомне кільце:

———— *– прямокутне* ( ); – – – – – – – *– П-подібне* ( )

На основі всіх цих теоретичних положень були досліджені осьові та радіальні коливання маслозйомних кілець у канавці поршня. Дослідження проведені на лабораторному стенді зі штатним поршнем двигуна 5ТДФ та шатуном. Вимірювання коливань здійснювалося малогабаритними індуктивними датчиками (двома – в осьовому та одним – у радіальному напрямках). Результати випробувань двох варіантів маслозйомних кілець при частоті обертання $n_{хх}$ = 800 хв$^{-1}$ показані на рис. 4.73.

Маслозйомне кільце прямокутної форми періодично втрачає контакт із дзеркалом циліндра (радіальні коливання – крива 1, рис. 4.73), що збільшує насосну дію кілець й закидання масла у випускні та впускні вікна.

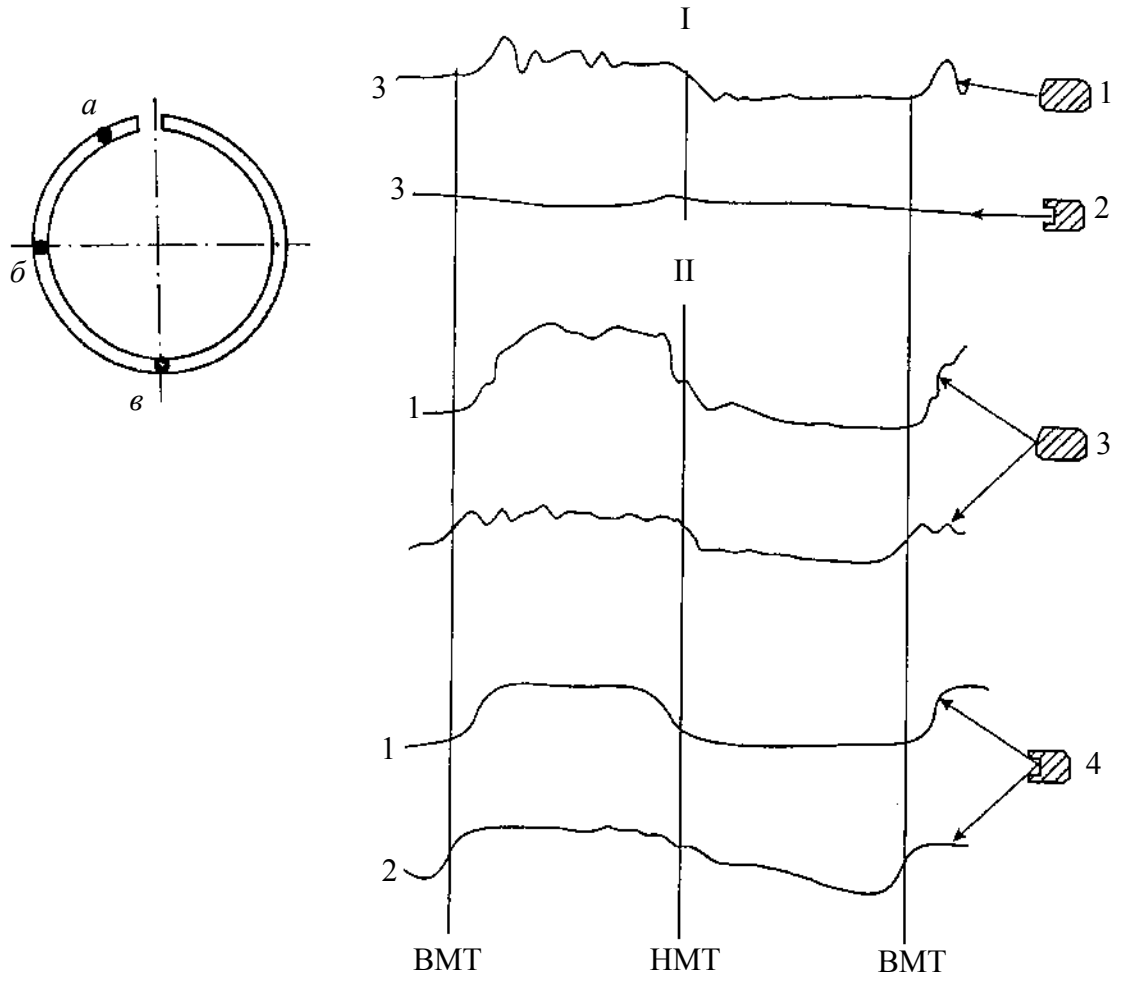


Рисунок 4.73 – Коливання маслозйомного кільця при частоті обертання $n_{хх}$ *= 800* хв$^{-1}$*:*

а, б – вимірювання осьових коливань; *в* – вимірювання радіальних коливань;
I – радіальні коливання; II – осьові коливання

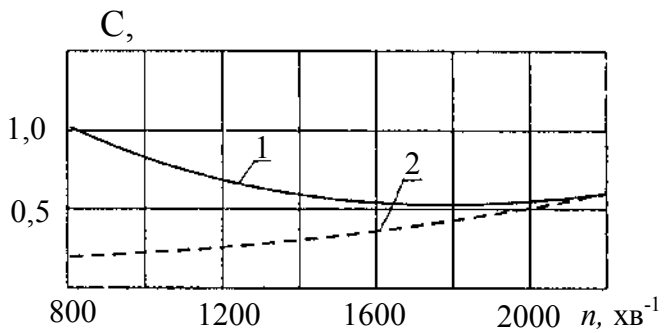


Рисунок 4.74 – Витрата масла з різними конструкціями маслозйомних кілець:

Для усунення цих негараздів, як показали доводочні випробування, доцільно збільшувати власну пружність маслозйомного кільця. Використання П-подібного кільця замість прямокутного дозволяє збільшити пружність з 2,5 до 3,6 кг та масу з 25 до 38 г. При цьому, для частоти $n_{хх}$ = 800 хв$^{-1}$ на підході до зовні-

шньої мертвої точки (φ = 90...180 град.) збільшується осьова сила, що притискує кільце до канавки поршня (рис. 4.72, пунктирні криві). Доводочні випробування радіальних та осьових коливань маслозйомного П-подібного кільця свідчать про відсутність радіального відриву кільця та більш чітке його перекладення в осьовому напрямку (рис. 4.73).

Зменшення вібрацій П-подібного кільця сприяло зменшенню витрати масла.

Так, на режимах холостого ходу ($n_{хх}$ = 800 хв$^{-1}$) витрата масла знижується у 2...4 рази (рис. 4.74).

г) Доведення системи змащення по фактору середньоексплуатаційної витрати масла

Витрату масла на угар при стендових випробуваннях визначають на режимах зовнішньої характеристики при частоті обертання, що на 10... 20 % нижче номінальної.

Однак при експлуатації, тобто в об'єктових умовах, двигун НТМ використовується в значно ширших діапазонах частот обертання колінчастого вала та навантажень.

У зв'язку з цим дуже важливо при доводці конструкції нового двигуна враховувати вплив різних експлуатаційних чинників на витрату масла, тобто оцінювати не режимну, а саме середньоексплуатаційну витрату палива, оскільки така витрата може відрізнятися від результатів стендових вимірювань і залежить від спектру режимів випробувань.

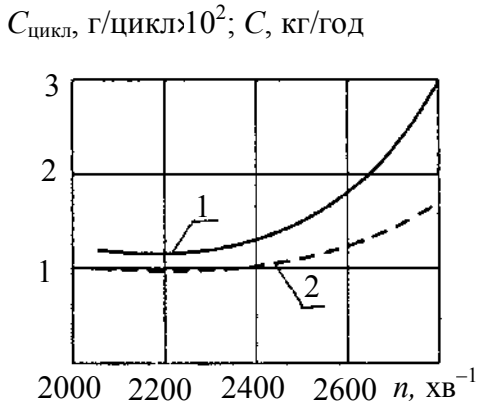


Рисунок 4.75 – Вплив частоти обертання колінчастого вала на витрату масла:

1 – С (годинна витрата);

2 – $С_{цикл}$ (циклова витрата)

На рис. 4.75 показана витрата масла двигуна 5ТДФ залежно від частоти обертання колінчастого вала в межах від номінальної величини до такої, що відповідає максимальному крутному моменту. Зі збільшенням частоти обертання витрата масла збільшується, сягаючи максимуму при номіналі, та перевищує контрольну точку ($n_{хх}$ = 2600 хв$^{-1}$) у 1,5...1,8 рази.

На цьому ж рисунку вказані циклові витрати масла. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого

вала збільшується кількість масла, яке потрапляє за цикл у циліндр внаслідок збільшення впливу сил інерції, які діють на потік масла.

В експлуатації об'єктовий двигун функціонує при різних навантаженнях.

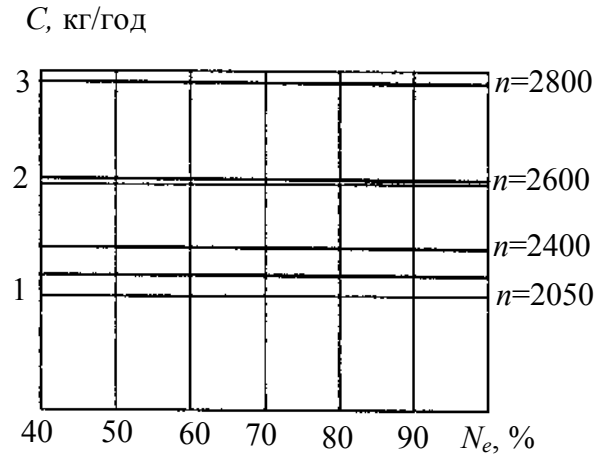


Рисунок 4.76 – Вплив навантаження двигуна на витрату масла на різних швидкісних режимах (n, хв$^{-1}$)

На рис. 4.76 показана витрата масла двигуна 5ТДФ при його роботі по навантажувальній характеристиці для різних частот обертання колінчастого вала. Бачимо, що витрата масла цього двигуна не залежить від величини потужності двигуна, що суперечить загальному уявленню для чотиритактних двигунів, у яких витрата масла збільшується з навантаженням. Такий механізм витрати масла можна пояснити збільшенням випарювання масляної плівки зі збільшенням потужності двигуна. Крім того, у двотактних двигунах із протилежно рухомими поршнями витрата масла визначається закидами масла у випускний та впускний ресивери (див. вище), тому вона не залежить від N_e..

У реальних умовах експлуатації об'єкта температура масла змінюється в межах 80...120 °С. Отже при проведенні доводочних стендових випробувань звичайно імітуються "холодні" ($t_м$ = 80 °С) та "гарячі" ($t_м$= 110 °С) теплові режими по маслу.

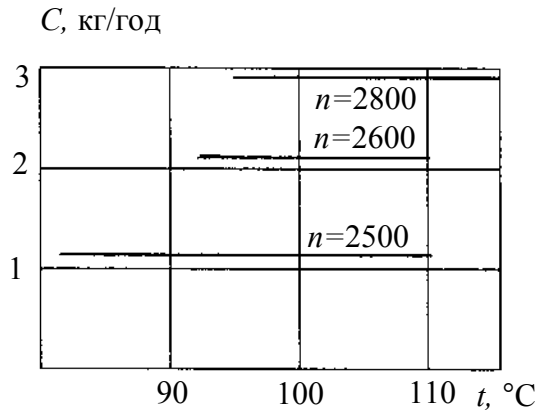


Рисунок 4.77 – Вплив температури масла на його витрату

Як стендові так і експлуатаційні випробування підтверджують, що витрата масла на двигуні 5ТДФ не залежить від температури масла (рис. 4.77), що пояснюється малою

відміною в'язкості масла у вказаному діапазоні температур $t_м$.

Суттєвий вплив на витрату масла має вихідна в'язкість масла (рис. 4.78).

Зі зменшенням в'язкості масла його витрата збільшується, оскільки росте випаровування легких фракцій масла з гарячих робочих поверхонь циліндра. Зростають також течі масла крізь зазори у парах тертя та ін.

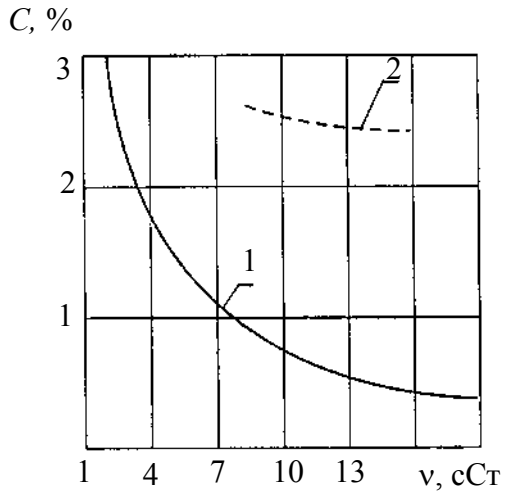


Рисунок 4.78 – Вплив в'язкості масла (при 100°С) на його витрату:
1 – чотиритактний двигун;
2 – двигун 5ТДФ (двотактний)

Застосоване на двигуні 5ТДФ малов'язке масло М-8В$_2$С виконано на синтетичній основі, яка має високі термостабільні якості, що й дозволяє зберігати витрату масла на рівні штатного масла М-16ІХП-3.

д) Вибір вихідної величини витрати масла для двигунів НТМ

Як відзначалося вище, витрата масла оцінюється в абсолютних, відносних та питомих показниках.

При цьому питома витрата масла

$C_{пит} = C_м / P_e$, г/(кВт·год),

де $C_м$ – годинна витрата масла, г/год.; P_e – ефективна потужність двигуна, кВт.

Відносна витрата масла

$C_{відн} = (C_м / B_{пал}) \times 100$ %,

де $B_{пал}$ – годинна витрата палива, г/год.

При виборі вихідної величини витрати масла двигунів НТМ доречно мати порівняльні оцінки показників $C_м$, $C_{пит}$ та $C_{відн}$ двигунів народногосподарчого призначення та НТМ. З урахуванням багаторічного досвіду доводки першого типу двигунів таке порівняння сприятиме виявленню резервів підвищення масляної економічності двигунів НТМ.

Значення абсолютних витрат масла для автотракторних і комбайнових двигунів наведені на рис. 4.79. Бачимо, що абсолютні рівні витрат масла прямо пропорційні потужностям двигунів. Так, у двигунів з робочим

об'ємом 2,08 л (двигуни Д-21А та Д-120) витрата масла складає 20... 30 г/год.; тоді як для двигунів з робочим об'ємом у 10 разів більшим (22,6...23,7 л; двигуни В-400 та 6V396TC4) витрата масла збільшується приблизно у 10 разів і сягає 250...335 г/год.

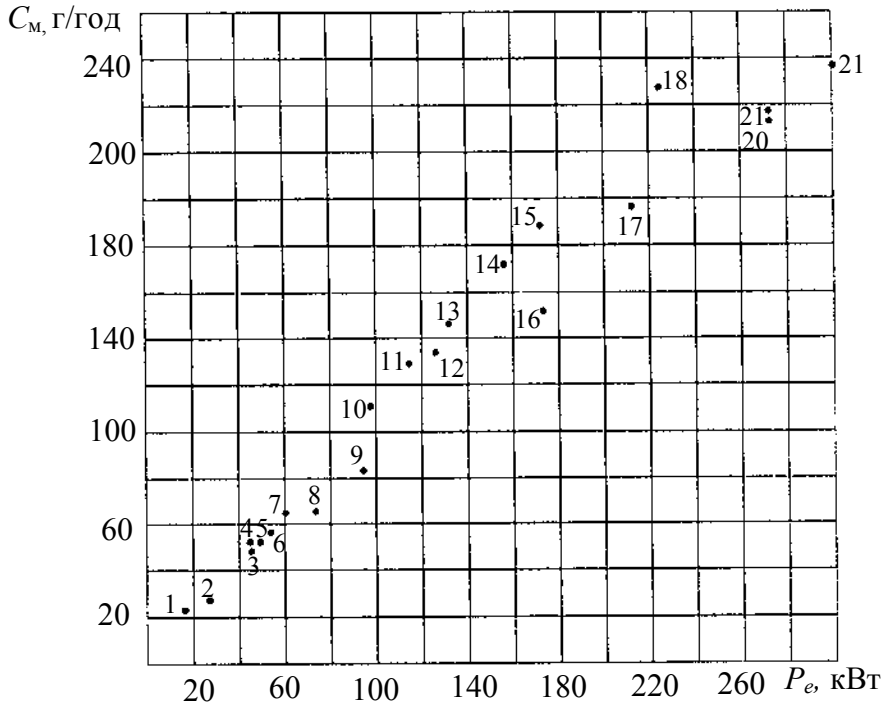


Рисунок 4.79 – Абсолютна витрата масла автотракторних та комбайнових двигунів:

1 – Д21А; 2 – Д120; 3 – Д242; 4 – Д65; 5 – Д144; 6 – Д241; 7 – Д243; 8 – Д440-20; 9 – Д440-10; 10 – А01-М; 11 – СМД-60; 12 – Д160; 13 – СМД-62; 14 – СМД-72; 15 – ЯМЗ-238НД2; 16 – СМД-31А; 17 – СМД-31Б; 18 – ЯМЗ-240Б2; 19 – ЯМЗ-8423; 20 – В400К; 21 – В400

На рис. 4.80 показані відносні витрати масла залежно від величини літрової потужності. Бачимо, що $C_{відн}$ автотракторних та комбайнових двигунів знаходяться в межах 0,4...0,5 % від витрати палива. Для даного класу двигунів (N_e = 8,8...22,5 кВт/л) $C_{відн}$ не залежить від літрової потужності. Щодо $C_{пит}$, то вона знаходиться в межах 0,8...1,15 г/кВт×год і також не залежить від рівня форсування.

Зі збільшенням рівня форсування за літровою потужністю величини $C_{відн}$ зростають, що пояснюється необхідністю забезпечувати рідинне тертя у парі "циліндр – поршень" форсованого двигуна. Останнє цілком відноситься і до двигунів НТМ.

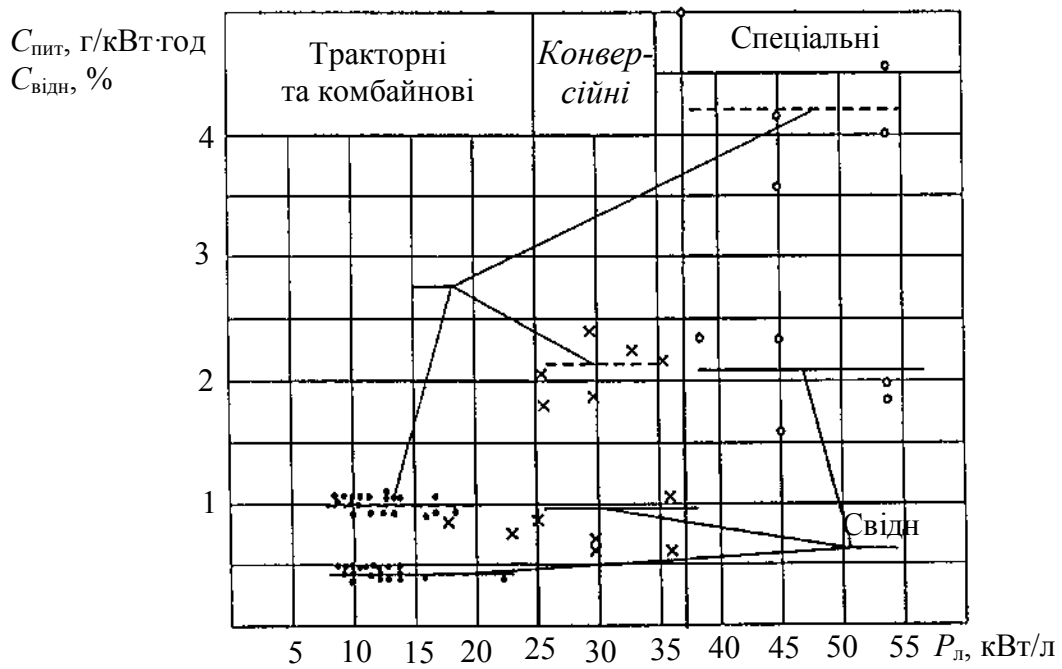


Рисунок 4.80 – Залежність витрат масла від величини літрової потужності:

• – двигуни : А21А; Д-120; Д144; Д440-10; Д440-20; А-01М; Д-160; В400; В400К; Д241; Д243; СМД-60; СМД-62; СМД-72; Д-65; 6V396ТСЧ; СМД-315; ЯМЗ-238; ЯМЗ-238НД2; ЯМЗ-8423.10; ЯМЗ-240БМ2;

x – двигуни: 3ТД-1; 3ТД-2; 5ТДКМ; 6ТДН; 5ТДЕ; 5ТДБ; 5ТДН;

○ – двигуни: 5ТДФ; 6ТД-1; 6ТД-2; 6ТДК; 3ТД-3

На закінчення, розглянемо вихідну (початкову) витрату масла для двигунів НТМ.

Така витрата визначається сумою двох факторів – питомим тиском маслозйомного кільця та зазором у парі “поршень – циліндр”.

Вплив першого з цих факторів ретельно розглянуто у попередніх розділах.

Стосовно другого з них, то визначено, що вирішальний вплив на витрату масла має зазор поміж циліндром та нижньою зоною поршня в районі маслозйомного кільця (рис. 4.81).

Із цього рисунка слідує, що при зменшенні означеного зазору з 0,155 до 0,10 мм за інших однакових умов витрата масла знизилася у 1,5...2,0 рази при всіх експлуатаційних частотних обертання колінчастого вала. Реалізація такого заходу можлива, якщо замінити корпус поршня з алюмінієвого сплаву на тронк поршня із чавуна. Наприклад, поєднанням П-подібного маслозйомного кільця з чавунним тронком на двигуні типу 6ТД при рівні

літрової потужності 36 кВт/л вдалося досягти (для частоти обертання колінчастого вала n = 2200 хв$^{-1}$) витрати масла 0,9 кг/год. При цьому питома витрата масла складає 1,1 г/(кВт×год), а відносна – 0,7 %. Останнє наближає такі витрати масла до доведеного високого рівня двигунів народногосподарського призначення.

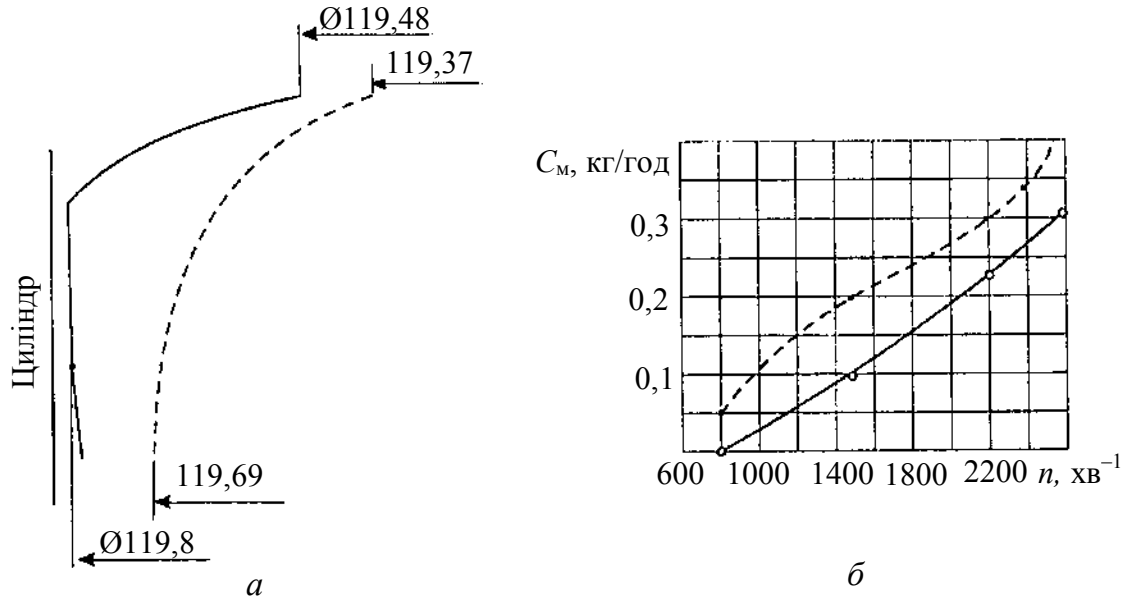


Рисунок 4.81 – Залежність витрати масла від конструкції поршня:
а – зовнішній профіль корпусу поршня; *б* – витрата масла;
———— – поршень із чавунним корпусом;
– – – – – – – поршень із корпусом з алюмінієвого сплаву

Такий приклад вдалої доводки конструкції циліндропоршневої групи за фактором мінімізації витрати масла при роботі двигуна НТМ в об'єктових експлуатаційних умовах висвітлює принципи поліпшення конструктивних рішень щодо цього важливого елемента системи змащення.

4.5. Доводка об'єктової системи живлення паливом двигуна НТМ

Конструкція системи живлення двигуна паливом поділяється на внутрішній та зовнішній контури.

Конструкція внутрішнього контуру (ПНВТ, форсунки, трубопровода високого тиску) викладена в першому томі цієї серії підручників. Там же наведені заходи по забезпеченню експлуатаційної стабільності такої паливної апаратури.

З'являється можливість обмежитися в даному розділі викладенням основ доводки зовнішнього об'єктового контуру (системи низького тиску).

Важливим є також розгляд впливу якості палива на показники двигунів НТМ, оскільки використання таких палив в умовах експлуатації об'єктів має свою специфіку.

4.5.1. Види моторних палив та заходи щодо поліпшення їх якостей при об'єктовій доводці

У цьому розділі розглянуті стандартні та перспективні моторні палива, які перевірялися при доводці кожного покоління двигунів НТМ, що мають специфічні умови експлуатації у складі об'єктів військової техніки.

а) Особливості дизельних палив

Дизельні палива використовуються як основні палива для двигунів НТМ; резервні – бензин та реактивне паливо (керосин). Тобто двигуни НТМ, як сучасних, так і перспективних, створюються та розробляються як багатопаливні.

Можливості застосування дизельних палив залежно від температури навколишнього середовища оцінюються температурами застигання та помутніння.

Початковим етапом втрати рідкотекучих якостей палива є помутніння.

При досягненні температури помутніння (літнє паливо – мінус 5 °С; зимове – мінус 25 або мінус 35 °С) у паливі виділяються кристали твердого парафіну, які забивають фільтруючі елементи фільтрів грубого та тонкого очищення палива, що викликає втрату потужності двигуна або повну зупинку двигуна.

Отже, марка дизпалива, що застосовується при експлуатації, повинна відповідати температурі навколишнього середовища.

Дизельне паливо є продуктом прямої перегонки нафти. При цьому, зимове паливо відрізняється від літнього тим, що додатково проходить стадію депарафінізації, в якій парафін витягують із палива за допомогою карбаміду (в процесі взаємодії карбаміду з парафіновими вуглеводнями створюється комплексна сполука, яка легко вилучається з палива). Вихід зимового палива складає 80...95 % від літнього.

В Україні зимові палива не виробляються , що вимагає вживати спеціальні заходи для експлуатації НТМ у зимовий період.

б) Депресорні присадки

З метою розширення температурного діапазону застосування літнього дизпалива при експлуатації в зимовий період в нього вводять спеціальні депресорні присадки.

У країнах Західної Європи низькозастигаючі палива з депресорними присадками широко використовуються ще з середини 60-х років минулого століття.

Великий досвід, накопичений при доводочних випробуваннях палив з депресорними присадками, дозволив виявити ряд особливостей, врахування яких необхідно для забезпечення безвідмовної роботи двигунів НТМ.

Так, температурна межа застосування подібних палив визначається тонкістю фільтрації. Тому допускають до застосування тільки депресорні присадки, що пройшли всебічні доводочні випробування на конкретних двигунах НТМ.

НДІ НП (м. Москва) створено депресорні присадки двох видів, які відрізняються між собою за складом та способом виробництва:

→ поліпрен на основі сополімеру етілену з вінілацетатом;

→ ПДП – концентрат сополімеру алкілметакрилатів вищих жирних спиртів з вінілацетатом у дизельному паливі.

Введення депресорної присадки ПДП у кількості 0,1 % у літнє паливо знижує температуру застигання палива на 20 °С і забезпечує надійну роботу двигуна до –15 °С. При цьому, моторні експлуатаційні якості двигуна, фізико-хімічні показники палива, швидкість зносу деталей, опір елементів фільтра тонкого очищення палива залишаються на рівні звичайного літнього палива.

У теперішній час у СНГ виробляються декілька марок дизельних палив з депресорними присадками, які дозволяють експлуатувати двигуни НТМ до температури –40 °С.

При відсутності депресорних присадок допускається змішування літнього дизельного та реактивного палив у рівних об’ємах, що знижує експлуатаційні температури дизпалива до –15 °С. При означеному змішуванні зменшується густина (питома вага) палива і відповідно потужність двигу-

на.

в) Присадки, що ініціюють процес згоряння

В зимовий період експлуатації НТМ пускові якості дизеля погіршуються через зниження температури стінок КЗ, погіршення розпилювання палива при малих частотах обертання колінчастого вала, збільшеного витікання заряду, пониження тиску вприскування і т. ін.

З метою поліпшення пускових якостей двигуна, як показано у р. 4.4, збільшують частоту обертання колінчастого вала шляхом застосування малов'язкого масла, збільшення потужності пускових засобів, підігріву повітря й корінних опор, використання пускових рідин і т. ін.

Але підвищення пускових якостей двигуна може бути досягнуто й шляхом поліпшення самоспалахування палива.

Здатність палива до самозаймання оцінюється метановим числом (ЦТ), яке в сучасних вітчизняних дизельних паливах повинно бути не меншим 45 од.

Підвищення метанового числа може бути досягнуто шляхом використання з дизпаливом спеціальних присадок, які скорочують період передпроменевої підготовки палива. Такі присадки відносяться до інтенсифікаторів згоряння. Як присадки, що підвищують цетанове число, використовуються ізопропилнитрат C_3H_7-0-NO_2 або циклогексилнітрат (ЦГН) C_6H_{11}-0-NO_2. Особливістю цих сполучень є їхня здатність розкладатися при підігріві з виділенням диоксиду азоту NO_2, що є активним окислювачем.

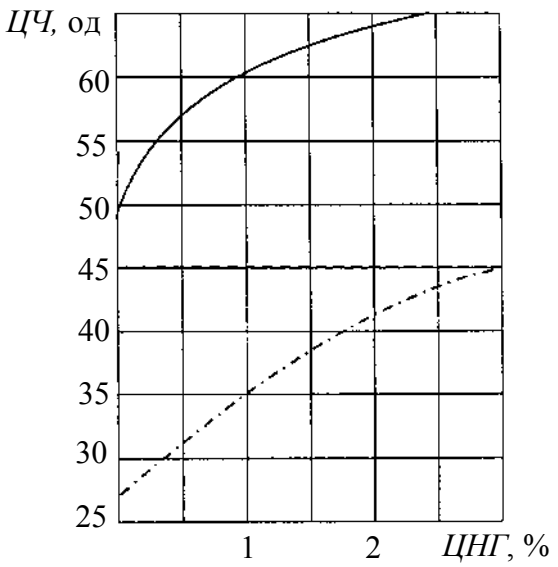


Рисунок 4.82 – Залежність метанового числа від концентрації ЦГН:

———— – дизпаливо літнє;

– – – – – – – стандартна норма ЦЧ для дизпалива;

– · – · – · – бензин А-76

Вплив концентрації присадки ЦГН до палив на їх цетанові числа ілюструється рис. 4.82.

Як бачимо з наведених залежностей, цетанове число дизельного палива при добавці ЦГН

у кількості 2 % може бути доведено до 65 од. Навіть бензин А-76 при додаванні ЦГН у кількості 3 % наближається до дизельного палива з метановим числом 45 од.

Вплив метанового палива на самозаймання перевіряється на стандартній установці ІТ9-3М, що дозволяє змінювати ступінь стиску при роботі двигуна.

Мінімальний ступінь стиску, при якому забезпечується усталене самозаймання в робочому циліндрі, називають критичним. Залежність критичного ступеня стиску від метанового числа показана на рис. 4.83.

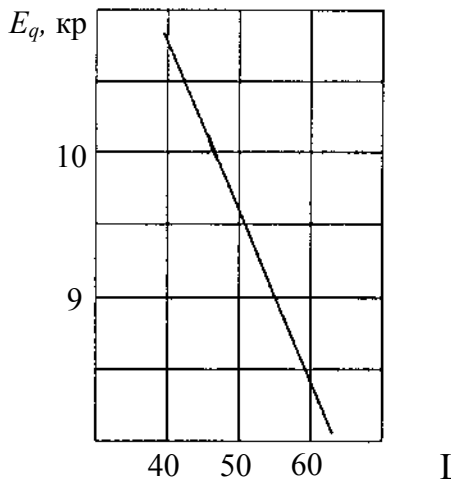


Рисунок 4.83 – Залежність критичного ступеня стиску від метанового числа

Зі збільшенням метанового числа критичний ступінь стиску знижується, що може сприяти поліпшенню пускових якостей двигунів НТМ. Справедливість цього положення перевірялася в процесі доводочних випробувань на одноциліндровому відсіку двигуна 5ТДФ (рис. 4.84).

Збільшення метанового числа з 45 до 65 од. скорочує термін пуску майже у 4 рази. На рис. 4.84 також наведені й параметри робочого процесу двигуна 5ТДФ на режимах номінальної потужності (n = 2800 хв$^{-1}$) та максимального крутного моменту (n = 2050 хв$^{-1}$). Збільшення метанового числа зменшує на режимі n = =2800 хв$^{-1}$ період затримки спалахування, жорсткість роботи ($\Delta p/\Delta\varphi$), максимальний тиск згоряння. Вплив величини метанового числа на режимі n = =2050 хв$^{-1}$ менш помітний, що пояснюється збільшенням часу на передпроменеву підготовку у порівнянні з режимом номінальної потужності.

На завершальній стадії доводочних робіт з поліпшення якостей палива перевірявся вплив метанового числа на пускові якості на повнорозмірному дизелі 3ТД. Осцилограма процесу пуску показана на рис. 4.85. Бачимо, що з використанням штатних засобів пуску при температурі охолоджуючої рідини 80 °С збільшення метанового числа з 45 до 65 од. дозволи-

ло суттєво скоротити термін пуску з 6,5 до 2,0 с, що повністю збігається з результатами, отриманими на одноциліндровій установці.

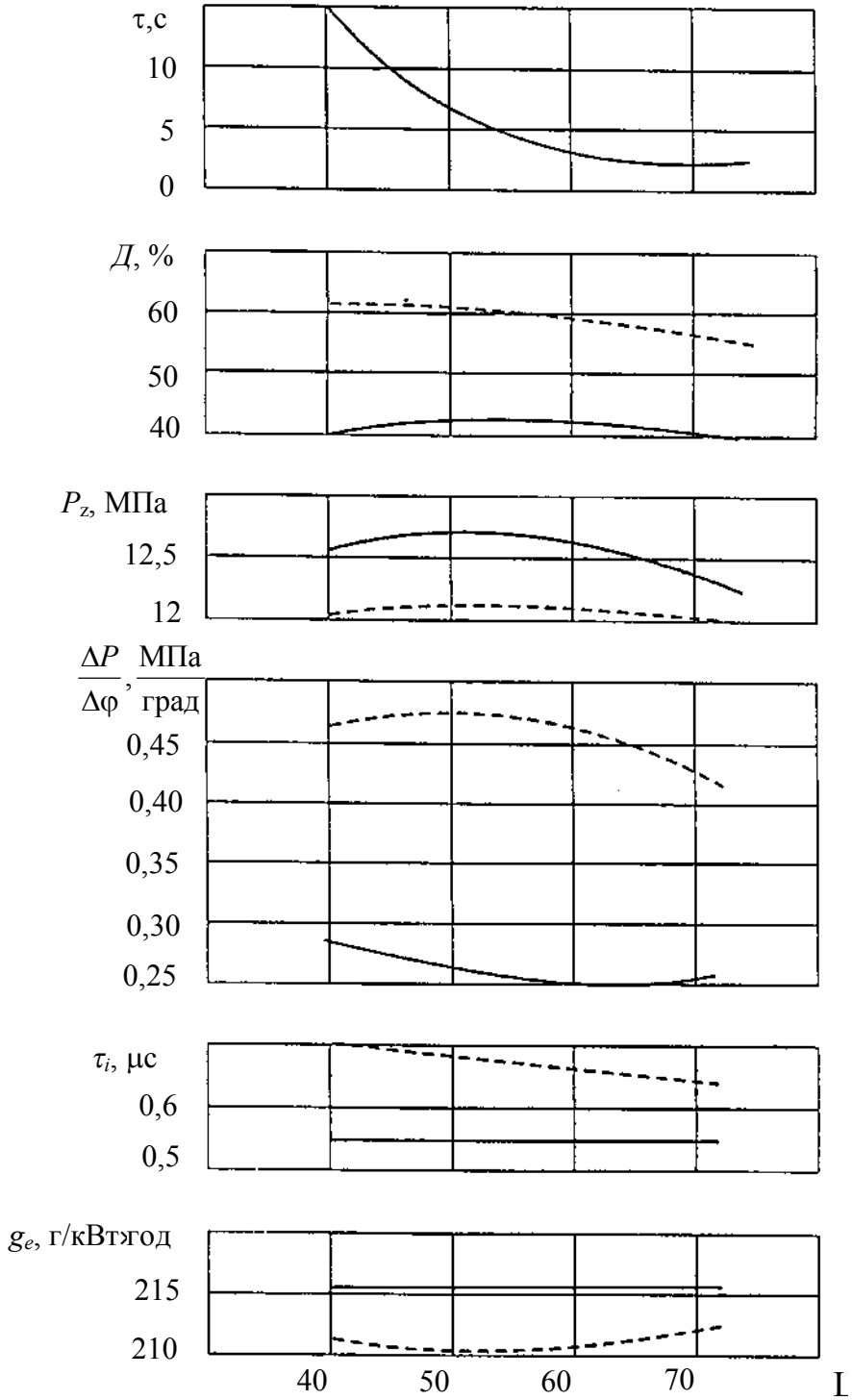


Рисунок 4.84 – Залежність параметрів двигуна типу 5ТДФ від величини метанового числа:

———— – режим n = 2800 хв$^{-1}$;– – – – – – – – режим n = 2050 хв$^{-1}$;

τ – тривалість пуску; Д – димність; P_z – максимальний тиск згоряння; $\Delta P/\Delta\varphi$ – швидкість зростання тиску при згорянні; τ_i – період затримки самоспалахування; g_e – питома ефективна витрата палива

Таким чином, збільшення метанового числа є перспективний напрямок розробок та доводки якості вітчизняних дизельних палив, як і доводка робочого процесу власне двигунів НТМ, особливо перспективних. Дослідження фізико-хімічних показників зарубіжних палив показали, що в них ЦЧ сягає 54 од. та більше.

Підкреслимо, що збільшення метанового числа не викликає погіршення показників надійності, що підтверджено тривалими доводочними стендовими випробуваннями двигуна типу 5ТДФ.

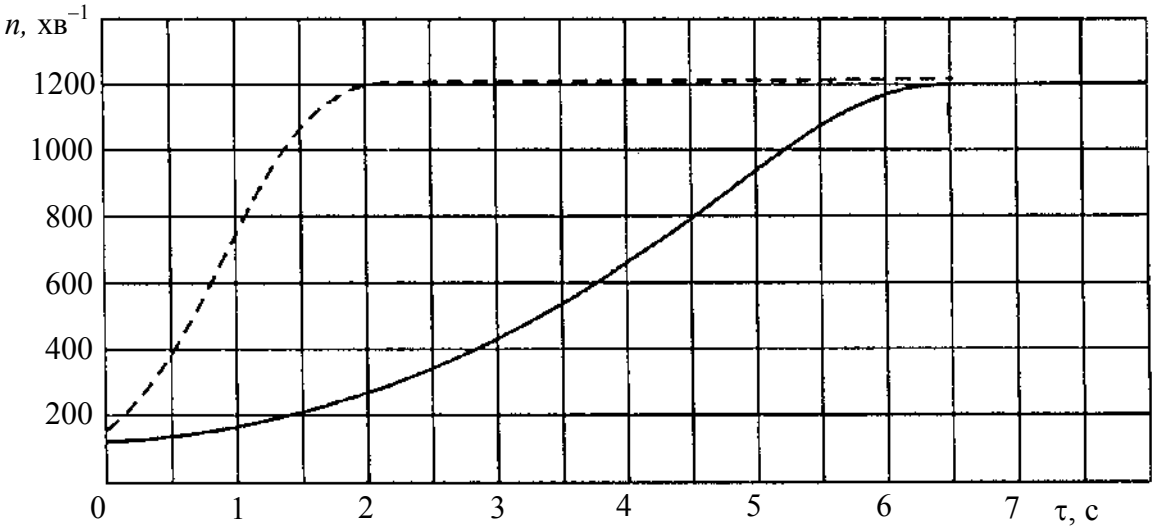


Рисунок 4.85 – Осцилограма процесу пуску двигуна 3ТД:
———— – штатне паливо (цетанове число 45 од.);
– – – – – – – дослідне паливо (цетанове число 65 од.)

г) Антидимні присадки

Норми викидів шкідливих (токсичних) речовин для спеціальних двигунів наземних транспортних машин військового призначення відсутні.

У деяких країнах введені обмеження щодо димності відпрацьованих газів. Згідно з нормативами НАТО й США, щільність диму на режимах зовнішньої характеристики двигуна в діапазоні n = 1800...2400 хв$^{-1}$ повинна знаходитися в межах 25...45 %.

Розглянемо проблему димності вітчизняних двигунів НТМ.

Із рис. 4.86 маємо, що фактичні значення щільності диму після турбіни наддуву двигуна 6ТД-2 перевищують рекомендовані нормативи. Однак треба враховувати, що у МТВ з дизелем 6ТД-2 використовується ежекційна система охолодження, тобто до випускних газів тут підмішується

повітря (що просочується крізь радіатори). По цій причині значення щільності диму на виході із об'єкта зменшується у 2,0...2,5 рази (див. рис. 4.86, пунктир) і не перевищують 40 %.

Крім режимів зовнішньої й навантажувальної характеристики, збільшення димності випускних газів виявляється при пуску й розгоні двигуна, при переключенні передач, тобто при перехідних процесах, коли проявляється інерційність турбокомпресора. Виникає запізнювання подачі повітря по відношенню до паливопостачання і, як наслідок, збагачується горюча суміш у циліндрах, що й викликає появу диму як результат неповного згоряння палива.

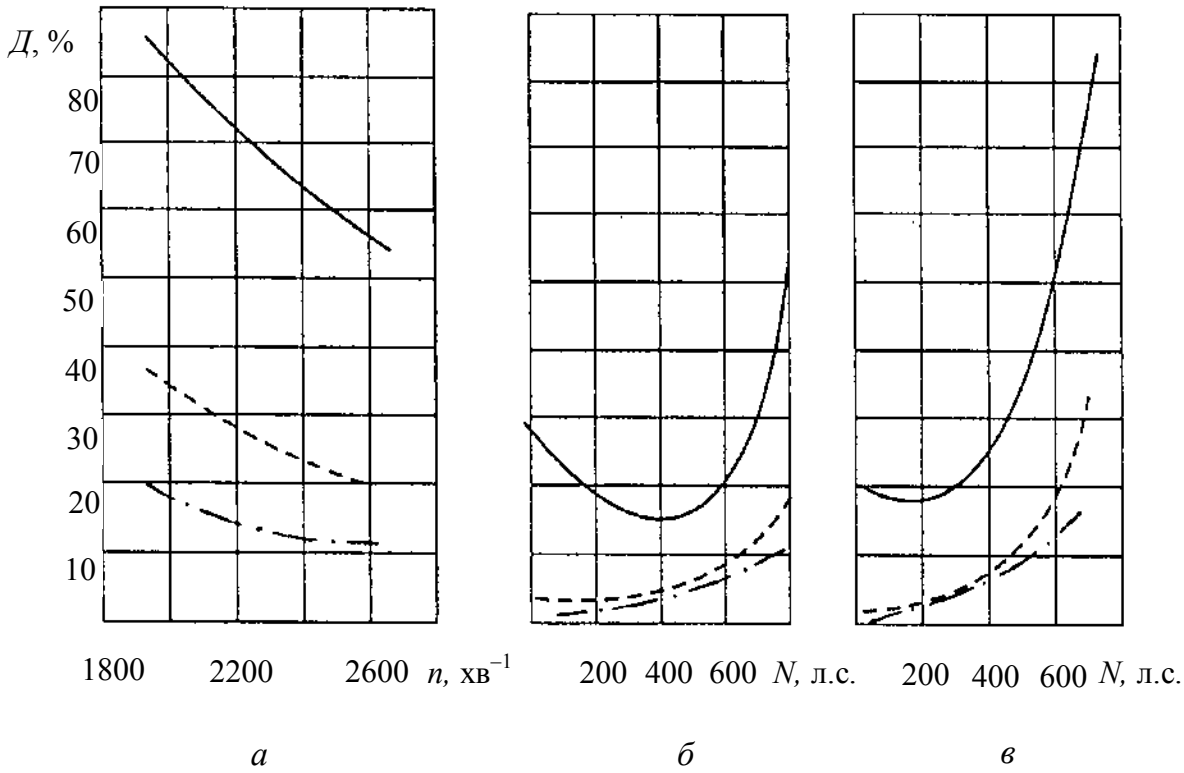


Рисунок 4.86 – Димність випускних газів двигуна 6ТД-2:

———— – димність після турбіни; – – – – – – – димність після газоходу без присадки; – · – · – – димність після газоходу із присадкою;

а – режим зовнішньої характеристики; *б* – режим навантажувальної характеристики $n = 2800$ хв$^{-1}$; *в* – режим навантажувальної характеристики $n = 2050$ хв$^{-1}$

На рис. 4.87 наведені результати осцилографування процесу пуску двигуна 6ТД-2 у складі об'єкта з використанням штатних заходів. Через 2 с після початку пуску величина димності випускних газів на зрізі ежектора

сягає 75 %. Після стабілізації частоти обертання колінчастого вала димність випускних газів різко знижується до 5 %.

З метою зменшення димності випускних газів у паливо додають антидимні присадки (АДП).

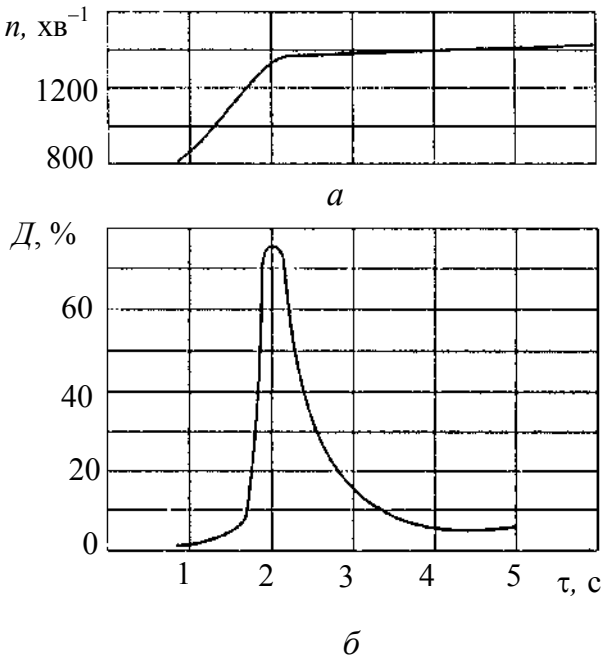


Рисунок 4.87 – Осцилограма пуску двигуна 6ТД-2

Найбільш ефективними є металомісткі присадки, до складу яких входять барій, марганець. Відома, наприклад, така, що випускається в Україні антидимна присадка “Галад 40”. Треба мати на увазі, що АДП знижує димність випускних газів, але практично не впливає на концентрацію складових токсичних викидів.

Механізм дії антидимних присадок в тому, що барій стримує процес коагуляції часток вуглеця, що зменшує створення сажі і димність відпрацьованих газів.

Ефективність дії антидимної присадки залежить від її концентрації в дизельному паливі. Якщо підбирають цю концентрацію, треба враховувати й те, що ЦГН поліпшує повноту згоряння.

Доводочні роботи по підбору концентрацій ЦГН та АДП проводилися в ХКБД на двигуні 1ЧН8,5/11 з дизельним паливом Л-0,2-62. Засвідчено ефективність присадки: збільшення концентрації ЦГН до 0,7 % знижує димність вдвічі (рис. 4.88). Подальше добавлення присадки ЦГН не є доцільним. Аналогічно перевірявся вплив концентрації АДП у паливі. При добавленні АДП у кількості 0,15 чи 0,20 % показники димності знижуються та мало відрізняються один від одного (рис. 4.89).

На основі доводочних випробувань було рекомендовано паливо з добавкою 0,7 % ЦГН та 0,15 % АДП. Перевірка вказаного палива у двигуні 6ТД-2, що установлювався на об’єкті в МТВ, засвідчила, що щільність диму на зрізі ежектора зменшується майже на 50 % (рис. 4.86).

Необхідно підкреслити, що подібні доводочні випробування треба

виконувати кожний раз при розробці конкретно нового двигуна НТМ. Це пов'язано з тим, що треба враховувати вплив на димність та ретельно відпрацьовувати рівні тиску подачі палива, кута випередження паливоподачі, охолодження наддувного повітря, використання нейтралізаторів та ін.

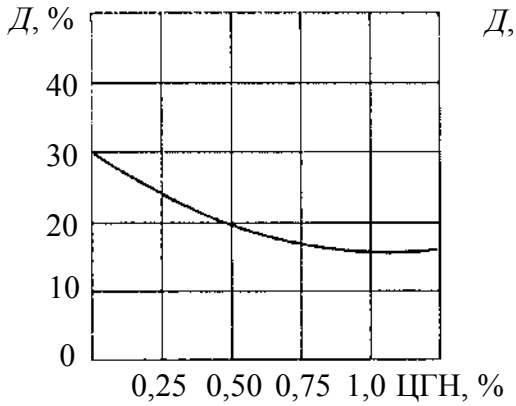


Рисунок 4.88 – Залежність димності випускних газів від концентрації ЦГН

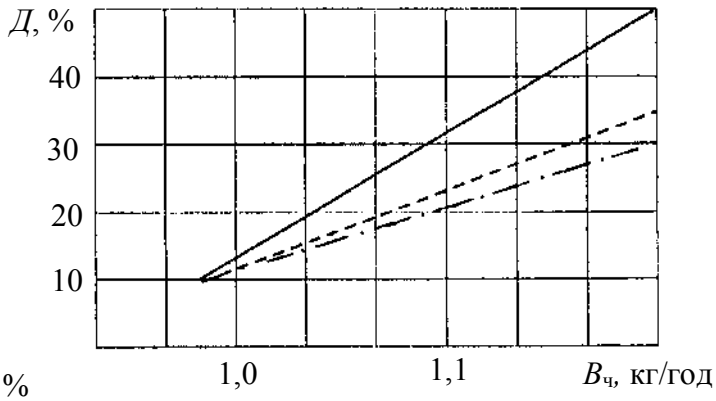


Рисунок 4.89 – Залежність димності випускних газів від концентрації АДП:

——— – без присадки; – – – – – 0.15 %

Таким чином, доведення попередньої підготовки палива суттєво впливає на екологічні показники двигунів НТМ. Така доводка є однією з важливих операцій доводки в цілому конструкції нового двигуна.

д) Дизельне паливо обважненого фракційного складу (ОФС)

При переробці нафти (t = 240...360 °С) у атмосферно - вакуумній установці створюється керосиново – бензиновий дистилят, з якого виробляються літні та зимові дизельні моторні палива. Вихід дизпалива складає 18...22 %.

Такий вихід дизпалива можна збільшити шляхом підвищення температури перегонки на 25...30 °С, що збільшує вихід палива на 9...10 %. Однак в такому випадку збільшується надходження важких фракцій у паливо, що викликає зміни його фізико-хімічних показників, наведених у табл. 4.13.

Фракційний склад палива впливає на розпилювання й випаровування палива, повноту його згоряння, швидкість тепловідділення, екологічні показники, нагаровідкладення, протизносні властивості. З табл. 4.13 випливає, що паливо ОФС має гірше випаровування, більш високі температури

застигання та вміст смол.

Таблиця 4.13 – Порівняння характеристик палив

Найменування показників	Паливо дизельне	
	стандарт	ОФС
Фракційний склад:		
50% переганяється при температурі, °С, не вище	280	290
90% переганяється при температурі, °С, не вище	—	360
96% переганяється при температурі, °С, не вище	360	—
Температура застигання, °С	мінус 10	5
Вміст фактичних смол, мг на 100 л палива	40	50

Вплив означених характеристик на параметри дизелів НТМ перевірявся на двигунах типу 5ТДФ. Результати таких доводочних випробувань наведені в табл. 4.14.

Таблиця 4.14 – Результати доводочних випробувань двигуна 5ТДФ на різних видах палива

Найменування параметрів дизеля	Паливо дизельне	
	стандарт	ОФС
Потужність (початкова), кВт:		
номінальна	522	523,5
на режимі максимального крутного моменту	414	413
Питома ефективна витрата палива (початкова), г/(кВт×год)	235,5	237,3
Максимальний тиск згоряння (початковий), МПа	11,6	11,3
Склад випускних газів (початковий):		
CO, %	0,16	0,19
CO_2, %	7,08	7,10
тверді частки, мг/л	0,97	0,98
Зниження потужності після 500 год роботи, %		
на номінальному режимі	5,0	13,2
на режимі максимального крутного моменту	10,1	18,5
Знос деталей після 500 год роботи, мкм:		
циліндр (впускний бік)	20	20
циліндр (випускний бік)	40	67
жарові кільця (впускний бік)	18	24
жарові кільця (випускний бік)	35	52
Закоксованість вікон циліндрів після 500 год роботи, %		
впускних	2,1	11,3
випускних	13,4	32,9

Вони свідчать, що при тривалій роботі на дизпаливі типу ОФС зафіксовані великі втрати потужності через збільшене закоксування впускних та випускних вікон та підвищеного зносу циліндрів та жарових кілець. При експлуатаційних випробуваннях двигунів 5ТДФ на паливі ОФС відмічалася підвищена димність випускних газів.

З урахуванням наведених результатів доводочних випробувань дизельне паливо ОФС може бути рекомендовано тільки для короткочасної експлуатації в умовах дефіциту основних видів (стандартного) палива.

е) Дизельне паливо розширеного фракційного складу (РФС)

Паливо розширеного фракційного складу виробляється на базі дизельного палива обваженого фракційного складу (ОФС) із залученням 10... 30 % бензинових фракцій. Дизельне паливо типу РФС рекомендовано для експлуатації при температурі навколишнього середовища не нижче 0 °С.

Додавання бензинових фракцій впливає на фізико-хімічні показники палива. Фракційний склад РФС аналогічний паливу обваженого фракційного складу.

Разом з тим, як свідчать доводочні лабораторні дослідження, додавання бензинових фракцій змінює деякі з основних характеристик дизельного палива, в тому числі:

- температуру спалахнення, яка дорівнює не нижче 20 °С замість 62 °С для стандартного палива;
- цетанове число, що дорівнює не нижче 42 од. замість 45 од. для стандартного палива;
- в'язкість кінематичну при температурі 20 °С, яка дорівнює 2,0...6,0 мм^2/с замість 3,0...6,0 мм^2 для стандартного палива.

Результати порівняльних випробувань роботи двигунів на дизельних паливах стандартному (Л-0,2-62) та РФС засвідчили, що потужність, витрати палива, температура випускних газів, процентний вміст продуктів неповного згоряння палива в пробах газу, відносні втрати теплоти від неповного згоряння палива, швидкість зносу деталей, погіршення (нестабільність) робочих параметрів двигуна 5ТДФ у процесі тривалих випробувань були практично однаковими.

Враховуючи наведені результати, дизельне паливо типу РФС можна рекомендувати як палива-замінника.

є) Використання газового конденсату як палива для дизеля

У попередніх розділах розглянуті дизельні палива нафтового походження, отримані в результаті прямої перегонки нафти.

При випробуванні газу на значній глибині утворюються рідини, насичені вуглеводнями, які являють собою природний газовий конденсат.

Конденсати містять велику кількість легких (газових) фракцій та можуть розглядатися як моторні палива для дизелів НТМ.

Основні фізико-хімічні характеристики дизельного палива, автомобільного бензину і газоконденсату наведені у табл. 4.15. З неї випливає, що природний газоконденсат за більшістю фізико-хімічних показників займає проміжне положення поміж дизпаливом та бензином А-76.

Основними найбільш суттєвими відмінностями газоконденсату від дизельного палива є менші значення густини, в'язкості та цетанового числа.

Таблиця 4.15 – Фізико-хімічні показники палив

Найменування параметрів дизеля	Палива		
	Дизельне паливо ОФС	Газоконденсат	Бензин А-76
Густина, кг/м^3	848	765	731
Фракційний склад:			
50 % переганяється при температурі, °С, не вище	272	158	104
90 % переганяється при температурі, °С, не вище	358	220	195
В'язкість кінематична при температурі 20 °С, мм^2/с	6,0	1,14	0,6
Температура спалахування у закритому тиглі, °С	70	27	мінус 30
Масова доля сірки, %	0,48	0,20	0,10
Вміст фактичних смол, мг/100 мл	54	25	4,9
Температура застигання, °С	5	мінус 58	мінус 60
Цетанове число	48	41	—

Із табл. 4.16 випливає, що при переході з дизельного палива на газоконденсат номінальна потужність знижується на 11,45 %, а потужність на режимі максимального крутного моменту – на 6,7 %.

Таблиця 4.16 – Порівняння робочих параметрів двигуна 5ТДФ при доводочних випробуваннях на трьох видах палив

Режими	Найменування параметрів дизеля	Палива		
		Дизельне паливо ОФС	Газоконденсат	Бензин А-76
Номінальної n = 2800 хв$^{-1}$	Потужність (початкова), кВт	487,7	492,2	319,0
	Зниження потужності після тривалої експлуатації (50 годин):			
	абсолютне, кВт	—	55,5	165,7
	відносне, %	—	11,45	34,18
	Годинна витрата палива (початкова), кг/год	120,8	118,4	105
	Зниження годинної витрати палива після тривалої експлуатації (500 год):			
	абсолютне, кВт	—	2,4	15,8
	відносне, %	—	1,98	13,07
	Питома ефективна витрата палива (початкова), г/(кВт×год)	249,2	275,9	329,2
	Температура випускних газів, °С	530	595	490
	Положення рейки паливного насоса	Упор: “Дизельне паливо”	Упор: “Бензин”	
Максимального крутного моменту n=2050 хв$^{-1}$	Потужність (початкова), кВт	380,3	354,8	299,3
	Зниження потужності після 500 годин роботи:			
	абсолютне, кВт	—	25,5	81,0
	відносне, %	—	6,7	21,3
	Годинна витрата палива (початкова), кг/год	92,8	94	81,8
	Зниження годинної витрати палива після роботи 500 год:			
	абсолютне, кВт	—	+1,2	11
	відносне, %	—	+1,3	11,8
	Питома ефективна витрата палива (початкова), г/(кВт×год)	244	264,9	273,3
	Температура випускних газів, °С	545	620	490
	Положення рейки паливного насоса	Упор: “Дизельне паливо”	Упор: “Бензин”	

Вказані показники отримані при збільшенні активного ходу плунжера ПНВТ за рахунок перестановки рійки на бензиновий упор. Якщо при

роботі на газоконденсаті залишити хід плунжера, який відповідає роботі двигуна на дизельному паливі, то втрати потужності зростуть та складатимуть: на режимі номінальної потужності – 21,7 %, а на режимі максимального крутного моменту – 18,5 %.

Слід відзначити, що в будь-якому випадку зниження потужності на газоконденсатному паливі менше, ніж при роботі на бензині.

Проведені тривалі доводочні випробування двигуна 5ТДФ на газоконденсаті Шебелінського родовища засвідчили, що усталений пуск двигуна цілком забезпечувався штатними заходами; зношення деталей циліндропоршневої групи й закоксованість вікон циліндрів не перевищують рівнів, які мають місце при роботі на дизпаливі; паливна апаратура не має корозійних пошкоджень.

Можна зробити висновок, що в умовах дефіциту дизельного палива природний газоконденсат можна використовувати для експлуатації двигунів наземних транспортних машин як резервне моторне паливо.

ж) Пожежобезпечне дизельне паливо

Забезпечення пожежної безпеки на об’єкті під час його експлуатації– найактуальніша проблема.

З метою запобігання пожеж, вибухів палива та його суміші з повітрям чи не найголовнішим заходом є розробка пожежобезпечного моторного палива.

У ХКБД виконано цикл доводочних випробувань по такому паливу, яке називається ПБД-Л.

При цьому виходили з того, що підвищення пожежної безпеки моторного палива можна досягнути шляхом добавлення у нього води. Вода повинна міститися у паливі у взваженому стані, тобто водяна емульсія повинна мати агрегативну сталість. Під агрегативною сталістю розуміють здатність дисперсних часток чинити опір їх укрупненню шляхом злиття. З цією метою до емульсії додають поверхнево-активні речовини – емульгатори. Емульгатор обволікає частки води, підтримує їх у взваженому стані та використовується як стабілізатор водо-паливних емульсій.

Як емульгатор використовуються спеціальні поверхнево-активні речовини.

Паливо ПБД-Л – це горюча рідина, яку складають 77 % дизельного палива Л-0,2, 15 % води та 8 % поверхнево-активної речовини “Амікром”.

Залежно від розмірів крапель емульсії поділяються на макро- та мікроемульсії.

У макроемульсіях розмір краплин дисперсної фази більше довжини хвилі світла. Такі емульсії мають колір молока.

Діаметр крапель дисперсної фази в мікроемульсіях менший чверті довжини хвилі світла. Такі суміші пропускають світло та бувають прозорими або напівпрозорими. Мікроемульсії характеризуються більш високими протипожежними якостями, ніж макроемульсії.

Із цих даних випливає, що якість палива ПБД-Л залежить від технології його виготовлення. Для виробництва мікроемульсії використовують механічні гомогенізатори, що забезпечують перемішування компонентів для їх рівномірного розподілення у паливі.

Характеристики пожежобезпечного палива ПБД-Л у порівнянні з дизельним паливом показані в табл. 4.17.

Таблиця 4.17 – Порівняльні фізико-хімічні показники палив ПБД-Л та дизельного літнього

Найменування параметрів	Паливо	
	Дизельне літнє	ПБД-Л
Цетанове число, не менше	45	35
Кінематична в’язкість при 20 °С, мм^2/с	3,0...6,0	20
Температура застигання, °С	мінус 10	мінус 10
Коксування, %, не більше	0,2	0,3
Зольність, %, не більше	0,01	0,02
Масова доля емульсійної води, %	відсутня	14...16

Відмічається значне зменшення цетанового числа й збільшення кінематичної в’язкості палива ПБД-Л, що повинне вплинути на протікання робочого процесу двигуна.

Проведені порівняльні доводочні випробування на паливах ПБД-Л та дизельному літньому двигунів УТД-20 та В46-6 в обсязі 100 год засвідчили:

- зниження потужності на 10...19 %;
- збільшення максимального тиску згоряння на 7...15 %;
- зниження температури випускних газів на 40...70 °С (на двигуні В46-6) та на 100...120 °С (на двигуні УТД-20).

У процесі тривалих випробувань відмічено підвищений знос вкладишів внутрішніх шатунів (двигун УТД-20) та часте забивання фільтрів тонкого очищення (двигун В46-6).

Отже, не зважаючи на очевидні переваги пожежобезпечного палива, застосування його у теперішній час вельми проблематично, оскільки відсутня стабільна технологія його виробництва й виникають суттєві проблеми, що пов'язані зі зростанням опорів фільтрів тонкого очищення палива.

з) Використання нафти як палива

При особливих умовах експлуатації двигунів НТМ, може виникати необхідність їх роботи на чистій нафті, що відбиратиметься з магістрального трубопроводу.

Виникає проблема щодо можливості роботи цих двигунів на важкому паливі.

Фізико-хімічні показники нафти суттєво відрізняються від характеристик дизпалива:

- фракційний склад – при t = 300 °С википає 44...46 % замість 50 % при t = 280 °С у дизпалива;
- кінематична в'язкість при t = 50 °С сягає 6,3...19,7 мм^2/с замість 3,0...6,0 мм^2/с у дизпалива;
- цетанове число знижено до 39 замість 45 для дизпалива.

Нарешті, збільшення кількості сірки (до 1,5 %) у нафті буде викликати швидке спрацьовування лужних присадок у маслі й, як результат, збільшення корозійних руйнувань деталей двигуна.

Проведені випробування двигуна В59М на нафті впродовж 20 год засвідчили погіршення його показників, в тому числі:

- зниження потужності на 20...30 %;
- зменшення середньої об'єктової швидкості на 12 %;
- погіршення пуску при t = 15...26 °С;
- збільшення в'язкості масла з 15,6 до 30,4 мм^2/с;
- захаращення фільтра грубого очищення через 1,5...2,5 год;
- часткове зависання голок форсунок та ін.

На одноциліндровому відсіку двигуна типу 6ТД були проведені випробування можливостей його функціонування на нафті. Виявлено, що паливна економічність двигуна погіршилася на 3...5 %, зростає максимальний тиск згоряння на 0,7...1,2 МПа, спрацьовуються лужні присадки масла

М-16ІХП-3 на 30...50 %, виникає підвищений знос поршневих кілець та вкладишів.

Таким чином, за результатами експериментальної перевірки роботи двигунів НТМ на чистій нафті можна стверджувати, що використання її для живлення двигунів можливе тільки для короткочасного вирішення екстремальних задач в об'єктових умовах.

і) Рослинні альтернативні палива

У зв'язку з дефіцитом палив нафтового походження (що стосується й України) та забрудненням навколишнього середовища уряди ряду країн і Єврокомісія своїм рішенням від 12 грудня 2002 р. пропонують розширити використання альтернативних видів моторних палив, які отримують з продуктів рослинного походження. За планами Єврокомісії до 2020 р. альтернативне паливо складатиме 20 % від такого, що використовується.

Розглядаються два види рослинних альтернативних палив: етанол та рослинний метилефір (етилефір).

Етанол (C_2H_5OH) відомий як спирт: питний, етиловий медичний та ін. У Бразилії розроблена програма "Паливо на основі етанола", який отримують із цукрової тростини. В кінці минулого століття у цій країні три чверті всіх легкових автомобілів працювали на етанолі. Однак до 2000 р. цей показник впав до нуля. У США етанол виготовляють із кукурудзи та інших зернових культур.

В Європі досліджують можливість використання висококалорійних масел, що отримують із ріпака (чи сої), оскільки ріпакове масло має близький до дизельного палива вуглецевоводневий склад. Однак використання чистого масла замість дизельного палива через 100...200 год роботи призводить до коксування розпилюючих отворів форсунок через наявність у маслі гліцерину. З'ясовано, що гліцерин легко усунути, якщо додати до масла метиловий (або етиловий) спирт. Потім до суміші додають каталізатор – гідроокис азоту для усунення гліцерину й підігрівають до 40...50 °С. В результаті отримують нове рослинне паливо – ріпакметилефір (ріпакетилефір), більше відоме як "біодизельне паливо".

Порівняльні фізико-хімічні показники дизельного та біодизельного палив наведені в табл. 4.18.

Таблиця 4.18 – Порівняльні фізико-хімічні показники палив

Найменування параметрів	Паливо		
	Стандартне	ЛО2-60	Біодизельне
2	3	4	5
Цетанове число, од.	≥45	46	47
Густина, кг/м^2, при: 15 °С 20 °С 30 °С 60 °С	≤860	 832 829 821 803	 882 879 872 849
Кінематична в'язкість, мм^2/с, при: 15 °С 20 °С 30 °С 60 °С	3,0...6,0	 4,78 4,18 3,36 1,90	 9,41 8,11 6,14 3,45
Фракційний склад: початок кипіння, °С	175	175	183
Переганяється при температурі, °С 10% 30% 50% 70% 90% 96%	≤280	 210 230 265 300 340 359	 334 338 342 349 370 —
Температура спалахування в закритому тиглі, °С	40...62	62	157
Масова доля сірки, %	≤0,5	0,2	0,017
Коефіцієнт фільтруваності	≤3,0	2,2	1,2
Зольність, %	≤0,01	0,003	0,001

У ХКБД були проведені моторні випробування для оцінок необхідності подальших доводочних досліджень по забезпеченню використання біодизельного палива для двигунів НТМ.

Як свідчать результати цих випробувань (рис. 4.90), за рівних годинних витрат палива при роботі двигуна на біодизельному паливі спостерігається зниження потужності та збільшення питомої витрати палива, що пояснюється зменшенням теплотворної здатності біодизельного палива у порівнянні з дизпаливом (1 г біодизельного палива еквівалентний 0,86 г дизельного палива). При цьому поліпшуються екологічні показники: оптична щільність диму зменшується на 50 %, концентрації оксиду азоту та оксиду

вуглецю знизилися відповідно на 24 % та 10 %. При роботі на біодизельному паливі змінюється запах випускних газів, наближаючись до запаху підсмаженої соняшникової олії.

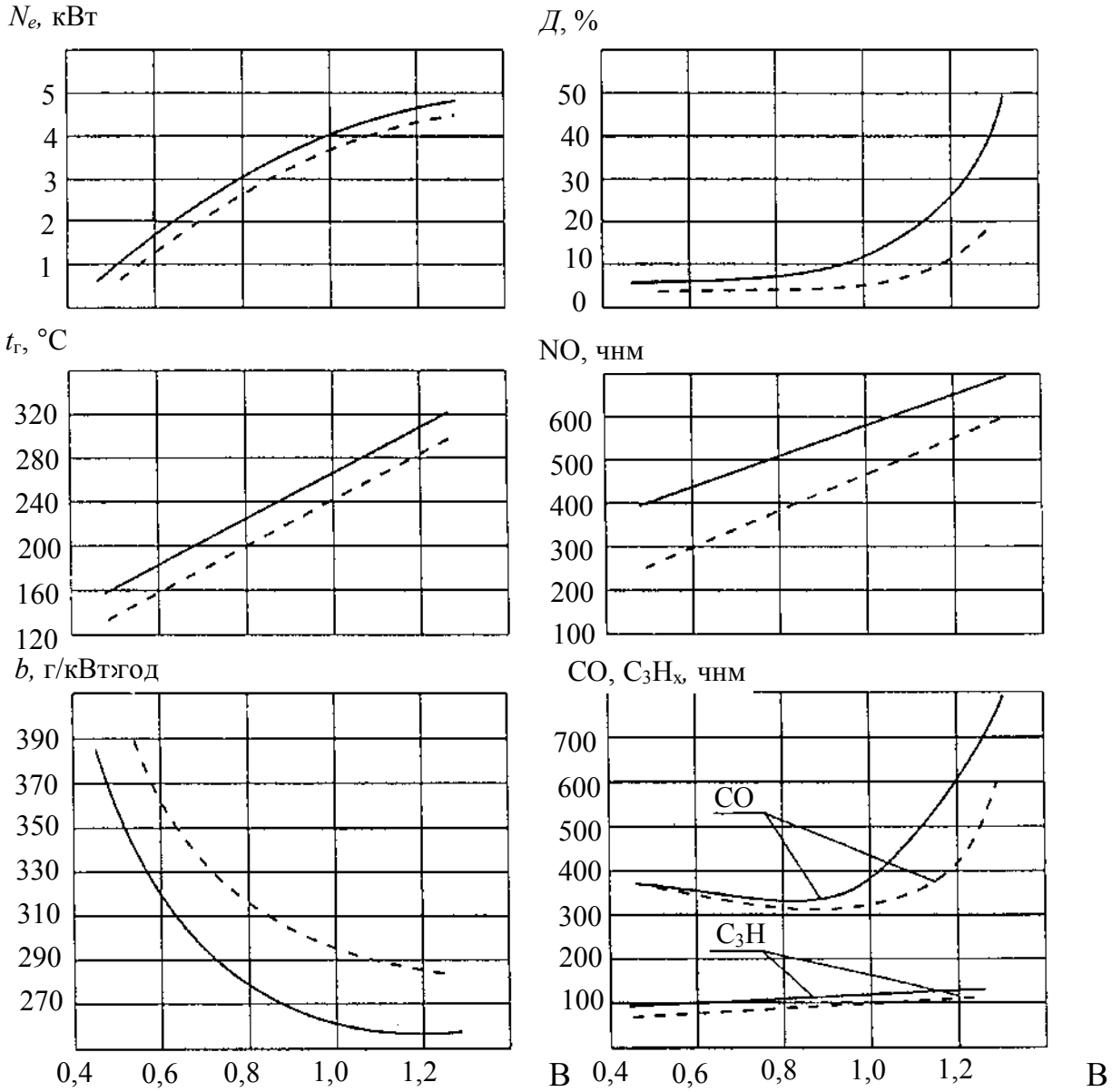


Рисунок 4.90 – Параметри двигуна 1Ч8/11 при роботі на різних паливах:
———— – дизельному; – – – – – – – біодизельному

Біодизельне паливо має рідинну випарюваність. Для її інтенсифікації (і покращення вигоряння) доцільно підвищувати температуру повітря, в тому числі й за рахунок установки сталевих накладок на поршні.

Виходячи з цих та інших рекомендацій, двигуни типу 5ТДФ та інші дизелі НТМ придатні для роботи на біодизельному паливі .

Закінчуючи р. 4.5.1, підкреслимо, що в ньому розглянуті актуальні проблеми поліпшення якості та розширення складу можливих моторних палив для перспективних двигунів НТМ.

Їх вирішення вимагає проведення лабораторних стендових та об'єктових, в тому числі тривалих, випробувань для доводки складу поліпшених чи нових (альтернативних) палив й таких, що мають спеціальні властивості.

Такі моторно-паливні доводочні операції відіграють суттєву роль як необхідний етап розробки та доводки конструкції і робочого процесу двигунів НТМ.

к) Заходи щодо доводки й поліпшення якостей палив при об'єктовому використанні

Значно впливає на надійність роботи двигунів чистота дизпалива, що використовується.

Механічні домішки, які потрапляють до палива (пил, продукти корозії ємностей, трубопроводів і т. ін.) небезпечні для прецизійних пар "плунжер – гільза плунжера", "голка – розпилювач", які повинні стабільно при тривалій експлуатації мати дуже високу чистоту поверхні й малу величину діаметрального зазору. Абразивний знос прецизійних пар веде до збільшення зазору між гільзою і плунжером, в результаті чого знижується тиск вприскування, зростає витікання палива та погіршується якість його розпилювання. Домішки, що проникають під голку форсунки, порушують щільність посадки голки на сідло розпилювача, викликають підтікання палива та димлення двигуна. Тверді частки домішок, проходячи з великою швидкістю через сопла форсунок, дряпають їх та викликають зміни форми і розмірів. У зносі прецизійних пар паливної апаратури дизелів можуть приймати участь частки будь-якого розміру, однак найбільш небезпечні частки розміром 6...12 мкм.

З метою поліпшення фільтрації палива в системі низького тиску встановлюють фільтри грубого та тонкого очищення.

Фільтр грубого очищення попередньо очищує паливо від механічних домішок. Як фільтруючі елементи в них використовуються сітчасті, пластинчато-щілинні або стрічно-щілинні елементи, які забезпечують тонкість

відсіву часток розміром до 100 мкм.

Фільтр тонкого очищення палива забезпечує тонкість відсіву часток до 3...5 мкм. Наявність у паливі механічних часток, води, смолистих сполучень, органічних та неорганічних домішок впливає на швидкість захаращення фільтруючих елементів, що викликає збільшення їх опору.

З метою контролю за станом фільтруючих елементів паливних фільтрів вимірюють перепад тиску між входом і виходом палива з фільтра. При досягненні граничного перепаду перед механіком-водієм загоряється сигнальна лампа. Схема відповідного пристрою показана на рис. 4.91.

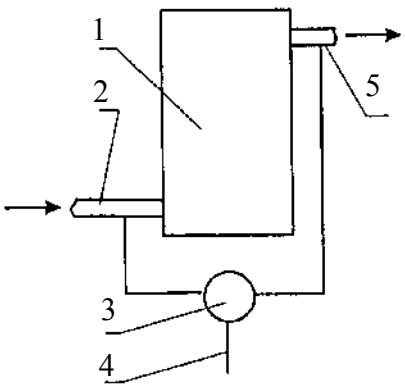


Рисунок 4.91 – Схема фільтра тонкого очищення палива з сигналізацією перепаду тиску:
1 – фільтр тонкого очищення палива; 2, 5 – вхід та вихід палива, відповідно; 3 – датчик перепаду тиску; 4 – сигнал на реєструючий прилад

Дана схема регулювалася на перепад тиску по фільтру, що дорівнює 0,15 МПа та забезпечує безпечну роботу паливної апаратури.

На надійність двигунів НТМ в значній мірі впливає корозійна активність дизельних палив.

Така активність визначається наявністю в паливі різних сірчаних сполук.

Сірчані сполуки палива при згорянні створюють оксиди сірки SO_2 та SO_3. Ці газоподібні продукти при високій температурі викликають корозію металів у газовій фазі, а при низьких – легко розчиняються в краплях води (які конденсуються з продуктів згоряння) зі створенням сірчистої та сірчаної кислот.

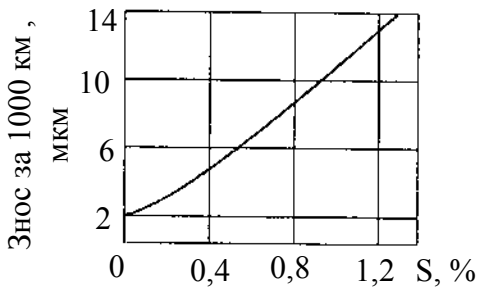


Рисунок 4.92 – Залежність зносу циліндра швидкохідного двигуна від вмісту сірки в паливі

Основною зоною корозійної дії продуктів згоряння сірчаних сполук є циліндропоршнева група двигуна. Спеціальними тривалими випробуваннями було встановлено, що знос деталей двигуна прямо пропорційний вмісту сірки в паливі (рис. 4.92).

Збільшення вмісту сірки в па-

ливі викликає підвищене нагаротворення у двигуні та збільшує щільність відкладень на поверхнях деталей. Так, при випробуваннях на спеціальній моторній установці було показано, що при переході палива з 0,2 % сірки на паливо, що має 0,9 % сірки, приблизно у 1,5 рази збільшується кількість відкладень на поршні й кільцях.

Продукти згоряння сірчаних сполук палива взаємодіють з моторним маслом у районі поршневих кілець, що викликає швидке погіршення його якості. Тому при роботі двигуна на сірчаних паливах рекомендується застосування масел більш високого класу, перш за все таких, які мають велику лужність і відповідно нейтралізуючу здатність.

Сірчаний ангідрид чинить шкідливий вплив на людину навіть у малих дозах, викликаючи очеподразнення, горлові наслідки, навіть отруєння.

Сьогодні вітчизняні палива виробляються з вмістом сірки до 0,5 %, тоді як у країнах, наприклад Європейського співтовариства, вміст сірки у дизпаливі з 1996 р. обмежено до 0,05 %.

Тому актуальним напрямком робіт по доводці паливопідготовки дизпалива для двигунів НТМ є обґрунтування необхідності виробництва малосіркових палив, не зважаючи на деяке підвищення вартості такого палива, бо на гідроочищення його потрібні додаткові витрати. Необхідно урахувати при цьому значні переваги малосіркового палива щодо підвищення надійності двигуна та зменшення забрудненості навколишнього середовища.

При доведенні двигуна треба враховувати підігрів палива в умовах об’єкта. Це пов’язане з тим, що паливо, яке циркулює в системах високого та низького тиску, підігрівається внаслідок високої температури повітря в МТВ, радіаційно-конвективної тепловіддачі, потрапляння гарячого відсічного палива з магістралі високого тиску до циркуляційної магістралі низького тиску.

Збільшення температури палива викликає зниження його густини, що відбивається на потужності двигуна та годинній витраті палива.

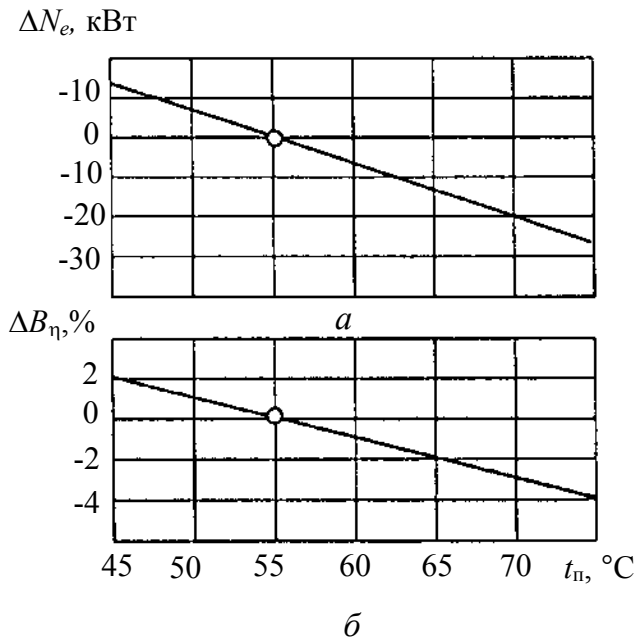


Рисунок 4.93 – Залежність показників двигуна 6ТД-1 від підігріву палива:

а – зменшення агрегатної потужності; *б* – зниження годинної витрати палива

Річ в тому, що потужність N_e та економічність $B_{год}$ визначені при стандартних умовах: густина палива 0,845 г/см^3 та температура його 55 °С. Відхилення від цих умов викликає зміну показників двигуна (рис. 4.93). Залежність від температури палива значень потужності й годинної витрати палива для двигуна 6ТД-1 свідчить, що підігрів палива на об'єкті суттєво впливає на показники двигуна.

З достатньою для практики точністю зміни потужності визначаються рівняннями:

$$\Delta N_e = 1{,}4\ (t - 55);$$

$$\Delta N_e = 255\ (0{,}845 - \gamma_п),$$

де t – вимірювана температура палива; $\gamma_п$ – вимірювана густина палива.

При обробці результатів доводці двигунів НТМ треба корегувати ці результати за фактором температури палива.

4.5.2. Напрямки доводки паливної системи низького тиску

Як відомо, система живлення палива низького тиску суттєво впливає на величину потужності двигуна в об'єкті, її стабільність при тривалій експлуатації в об'єкті, пускові якості двигуна, можливість роботи на різних сортах палив, екологічні показники і т. ін.

Тому, доводці цієї системи треба приділяти належну увагу. Ці проблеми розглянуті вище в р. 4.5.1.

Зупинимося на напрямках доводки цієї системи у двигунів НТМ, що обумовлені необхідністю забезпечення зупинки двигуна при виникненні аварійних ситуацій, очищення палива від води та вилучення повітря з цієї системи, роботи на бензині.

а) Шляхи доведення паливної системи низького тиску (ПСНТ) при забезпеченні роботи двигуна на бензині

Це питання розглядається з точки зору необхідності багатопаливності двигунів НТМ, яка для перспективних двигунів стає нагальною.

Вище відзначалося, що ці двигуни повинні функціонувати без суттєвої перебудови на дизпаливі, реактивному паливі (керосині) та бензині.

Робота системи низького тиску на реактивному паливі не відрізняється від її роботи на дизельному паливі.

Розглянемо заходи по доводці системи низького тиску палива для живлення двигуна бензином.

Принциповою особливістю бензинів є збільшене випаровування, що вимагає розробки та перевірки заходів по конденсації пари.

На деяких зарубіжних об'єктах використовують холодильники палива, що дозволяє забезпечити його температурну стабільність. Такий захід сприятливий і при роботі двигуна на дизпаливі, оскільки при зниженні температури палива збільшується потужність двигуна.

У вітчизняних системах низького тиску з метою усунення створення парових пробок збільшують тиск у системі з допомогою бензинового центробіжного насоса БЦН-1, який працює у сполученні з штатним паливопідкачувальним насосом.

Бензиновий центробіжний насос установлюється на паливному баці й включається при роботі на бензині. Тиск, що створюється насосами при використанні бензинів, повинен бути не меншим 0,35 МПа.

Зрозуміло, що треба розробити конкретні операції доводки системи низького тиску під бензин з метою оптимізувати для конкретного двигуна НТМ параметри бензонасоса, тиски бензину при роботі на різних експлуатаційних режимах об'єкта, параметри холодильника палива і т. ін. Треба запровадити засоби контролю небезпеки парових пробок.

б) Доводка ПСНТ згідно з факторами очищення палива від повітря і води

Надійність пуску і подальшої роботи двигуна в об'єкті залежить від усунення повітря і пари палива з ПСНТ.

Для цього на об'єкті, по-перше, передбачені ручний підкачуючий насос, дренажний й кормовий бачки.

Ручний підкачуючий насос РНМ-1 забезпечує заповнення магістралі низького тиску паливом перед пуском та вилучення повітря із системи. Насос РНМ-1 – мембранного типу з ручним приводом.

Дренажний бачок призначений для вилучення повітря з системи при заповненні баків з маслом. З цією метою всі групи баків поєднані з конкретними дренажними бачками.

Кормовий бачок призначений для збирання й накопичення проточного й відсічного палива, відведення повітря і пари палива з фільтра тонкого очищення, а також – вилучення повітря при прокачуванні палива ручним підкачуючим насосом. Свою назву бачок отримав від розміщення на кормі об'єкта.

Вказаний комплекс заходів забезпечує надійний пуск і роботу двигуна при експлуатації в будь-яких кліматичних умовах.

Ефективність цих заходів підкріплюється проведенням доводочних операцій, перш за все для оптимізації продуктивності насоса РНМ-1, об'ємів дренажних та кормового бачків та врахування впливу ступеня забрудненості паливного фільтра тонкого очищення на відведення повітря та паливної пари з нього.

Актуальним є також очищення палива від води, оскільки при заправці системи низького тиску паливом не виключено потрапляння в систему води.

Наявність води в паливі (крім аварійних ситуацій, коли треба забезпечувати пожежобезпечність палива, що обговорено вище) небажана, оскільки викликає розмокання фільтруючих елементів та зростання їх опору. Крім того, при експлуатації у зимовий період можливе замерзання води в трубопроводах, що викликає припинення паливоподачі.

З метою вилучення води з системи низького тиску в її конструкції передбачені:

- відстійники – водозбірники в днищі баку;
- схил днища, який забезпечує вільний водостік у відстійник;
- розділюючі перегородки в баках, які зменшують інтенсивність перемішування води і палива;
- фільтри-водовідділювачі.

Фільтри-водовідділювачі є найбільш ефективним засобом очищення палива від вільної води.

Конструкція фільтра – водовідділювача фірми “Бош” показана на рис. 4.94. Суміш палива з водою крізь отвір “а” надходить до конусу 2. При переміщенні суміші вниз по конусу потік прискорюється через звуження перерізу. Більш тяжкі частки (вода) відкидаються до стінки корпусу 1 та спускаються у відстійник 3. Вода вилучається з відстійника при технічному обслуговуванні. Чисте (очищене) паливо відводиться в систему низького тиску через отвір “б”. Для підвищення ефективності роботи фільтра–водовідділювача передбачаються операції його доводки, перш за все, щодо визначення оптимальної періодичності вилучення води з фільтра при тривалій експлуатації паливної системи низького тиску.

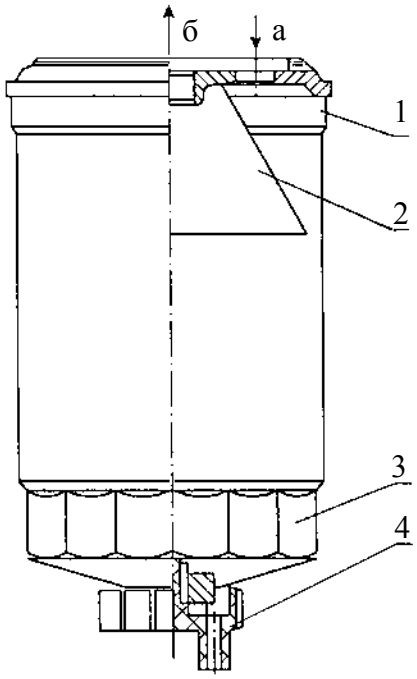


Рисунок 4.94 - Фільтр–водовідділювач: *а* – підведення палива; *б* – відведення палива; 1 – корпус; 2 – конусний елемент; 3 – відстійна зона; 4 – кран зливання води

У деяких конструкціях такої системи передбачено автоматичне вилучення води за допомогою крана, що керується соленоїдом. Як датчик, використовується поплавок, що замикає контакт при заповненні відстійника. Потрібна специфічна операція доводки щодо налагодження і автоматики регулярного спорожнення водовідстійника при тривалій експлуатації фільтра.

в) Доводка автоматики аварійної зупинки двигуна НТМ

Механізм зупинки двигуна призначений для автоматичного переривання паливоподачі без втручання механіка-водія у випадку виникнення пожежі, атомного вибуху, закриття жалюзі над радіаторами, аварійної зупинки двигуна командиром об’єкта.

Принцип дії цього механізму використовує розривання зв’язку між педаллю паливоподачі та важелем регулятора.

На двигуні 5ТДФ (рис. 4.95) при подаванні напруги на електромагніт 6 розривається зв’язок між важелями 3 та 4 і пружина 10 установлює важіль 8 у положення виключення паливоподачі.

На двигуні В46-6 (рис. 4.96) при подачі напруги на електромагніт 8 переміщується стрижень замка 3 й стискує пружину 5.

Для чіткої безвідмовної роботи схеми автовідключення паливоподачі двигуна при аварійній ситуації треба виконати доводочні операції щодо уточнення пружності пружини, величини напруги – сигналу на зупинку двигуна.

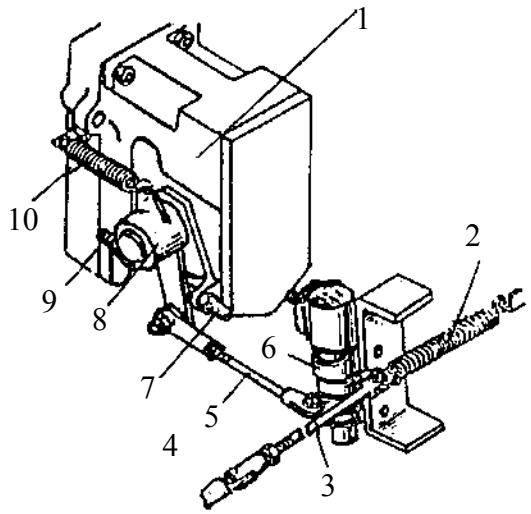


Рисунок 4.95 – Виконуючий механізм схеми автоматики зупинки двигуна 5ТДФ:

1 – регулятор; 2, 10 – пружини; 3, 5 – тяги; 4 – поводок; 6 – механізм відключення двигуна; 7 – упор нульової подачі палива; 8 – важіль; 9 – упор максимальної подачі палива

Закінчуючи цей розділ, підкреслимо, що якість доводки системи живлення палива низького тиску суттєво впливає на потужність двигуна в об’єкті та її стабільність, пускові якості дизеля, можливість використання різних палив, екологію та ін.

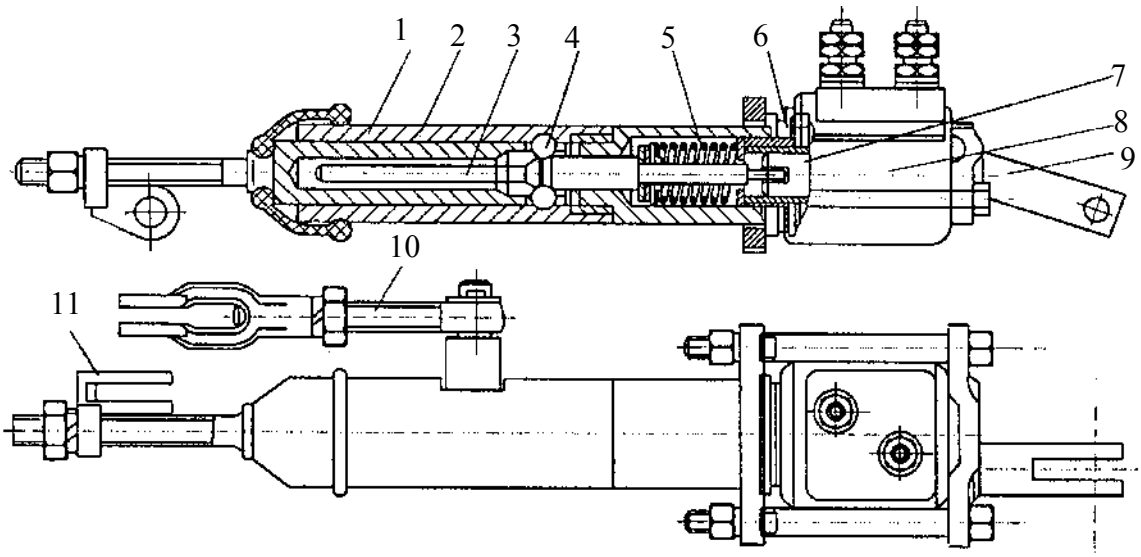


Рисунок 4.96 – Виконуючий механізм схеми автоматики зупинки двигуна В46-6:

1 – корпус; 2 – наконечник; 3 – замок; 4 – шарик; 5 – пружина; 6 – гумове кільце; 7 – шрифт; 8 – електромагніт; 9, 10, 11 – вилки

4.6. Особливості доводки системи пуску двигуна в об'єкті

Пускові якості двигуна НТМ визначають мобільні характеристики об'єкта.

Пуск двигуна можливий за умови

$$M_{\text{двз}} \geq M_{\text{оп}_{\text{двз}}} + J_{\text{двз}} \frac{d\omega}{dt},$$

де $M_{\text{двз}}$ – момент, що створюється двигуном; $M_{\text{оп}_{\text{двз}}}$ – момент опору обертання колінчастого вала двигуна; $J_{\text{двз}}$ – момент інерції двигуна; ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала; t – час.

Дане рівняння справедливе для двигунів, що встановлені в об'єкті, оскільки там муфта зчеплення дозволяє при пуску виконувати відключення коробки зміни передач (КЗП).

При жорсткому зв'язку двигуна та КЗП вихідне рівняння приймає вигляд:

$$M_{\text{двз}} \geq M_{\text{оп}_{\text{двз}}} + M_{\text{оп}_{\text{КЗП}}} + J_{\text{двз}} \frac{d\omega}{dt} + J_{\text{КЗП}} \frac{d\omega}{dt},$$

де $M_{\text{оп}_{\text{КЗП}}}$ – момент опору обертанню рухомих елементів КЗП;

$J_{\text{КЗП}}$ – момент інерції рухомих елементів КЗП на нейтралі.

Величина даного моменту залежить від сорту (типу) масла та його температури. На рис. 4.97 показана залежність від температури суми моментів опору двигуна 5ТДФ та КЗП при частоті обертання 450 хв$^{-1}$, які заправлені відповідно малов'язкими маслами М-8В$_2$С та ТС3п-8.

Коробки зміни передач збільшують момент опору прокручуванню приблизно на 30 %. Природно, така обставина повинна знизити температуру "холодного" пуску (ХП) двигуна в об'єкті. На основі проведених у ХКБД А.В. Грицюком доводочних досліджень отримано таку взаємозалежність між температурами "холодного" пуску двигуна на стенді та в об'єкті:

$$t_{\text{ХП}_{\text{об}}} = 1{,}07\, t_{\text{ХП}_{\text{ст}}} - 1{,}30 \cdot z + 8{,}40,$$

де z – кількість циліндрів.

На основі даної залежності на рис. 4.98 показані температури "холодного" пуску двигунів НТМ на стенді та в об'єкті. Бачимо, що температура "холодного" пуску в об'єкті зменшується на 2...3 °С у порівнянні зі стендом.

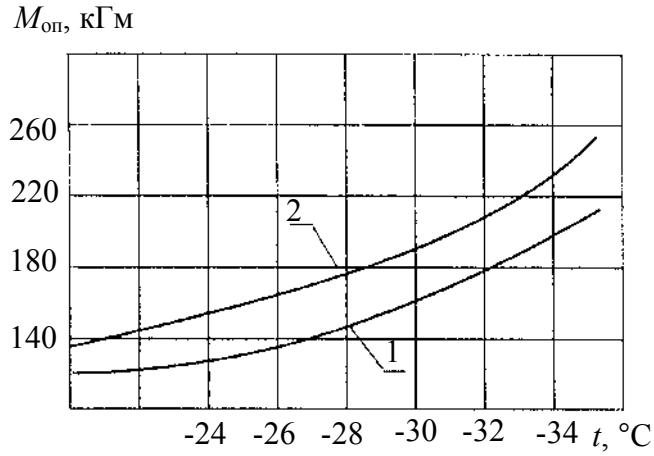


Рисунок 4.97 – Залежність від температури масла моментів опору прокручуванню колінчастого вала двигуна 5ТДФ та його КЗП:
1 – в умовах стенду; 2 – в умовах об'єкта

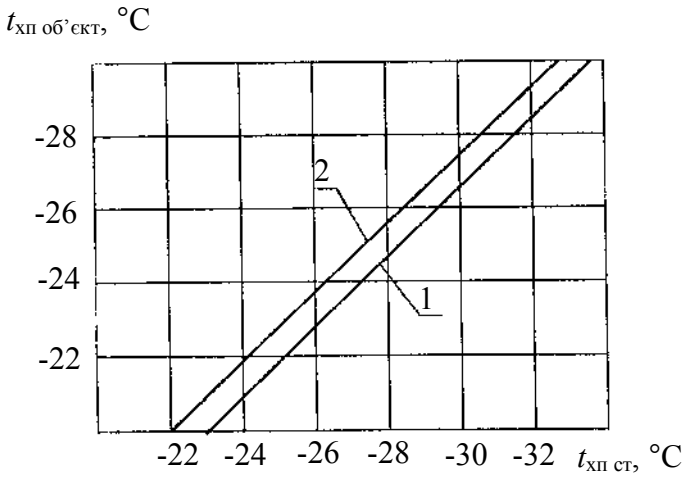


Рисунок 4.98 – Залежність між стендовою та об'єктовою температурами "холодного" пуску:
1 – двигун 5ТДФ;
2 – двигун 6ТД-1

Для забезпечення пуску двигуна необхідно, перш за все, досягти пускової частоти обертання колінчастого вала. При пуску від електростартера на першому етапі повинна бути виконана умова:

$$M_{СТ} \geq M_{ОП} + J\frac{d\omega}{dt},$$

де $M_{СТ}$ – момент, який створюється стартером;

$M_{ОП} = M_{ОП_{ДВЗ}} + M_{ОП_{КЗП}}$.

Цей момент необхідно привести до колінчастого валу:

$$M_{СТ_{ДВЗ}} = M_{СТ} \cdot \eta_{КЗП} \cdot i,$$

де і – передаточне відношення від стартера до колінвалу; $\eta_{КПП}$ – ККД передачі.

Крутний момент, що розвивається стартером, залежить від ступеню зарядженості акумуляторних батарей та температури електроліту.

При 100 % зарядження акумуляторних батарей зниження температури електроліту з 25 °С до мінус 30 °С збільшує пускову потужність більш ніж у 2 рази. Тому взимку батареї доцільно зберігати в опалюваному приміщенні, а перед виїздом установлювати в об'єкт.

Більш доречним вважається обігрів акумуляторних батарей в об'єкті, наприклад від допоміжного електроагрегата.

Наведена специфіка системи пуску двигунів НТМ обумовлює особливості операцій її доводки з метою забезпечення необхідних та стабільних пускових якостей двигунів при їх тривалій експлуатації.

До таких операцій відносяться доводочні випробування для досягнення оптимальних рівнів:

- в'язкості масла, яке використовується при пуску;
- частоти обертання при пуску (пускова частота);
- температури масла при пуску;
- пускової потужності стартера, яку необхідно забезпечувати;
- пускового крутного моменту стартера та ін.

Головними особливостями таких доводочних випробувань є, по-перше, їх комплексність і, по-друге, необхідність урахування відмін стендових та об'єктових умов роботи двигуна НТМ при забезпеченні, так званого, "холодного" пуску.

Контрольні запитання та завдання

1. Охарактеризуйте особливості функціонування системи повітропостачання в об’єкті.

2. Які способи очищення повітря використовуються в об’єктових умовах?

3. Охарактеризуйте об’єктовий експлуатаційний знос деталей НТМ.

4. Які методи використовуються при доводці системи повітропостачання щодо зносостійкості деталей?

5. Наведіть ресурсні оцінки при доводці системи повітропостачання двигуна НТМ.

6. Охарактеризуйте прискорені об’єктові випробування на зносостійкість при доводці двигунів НТМ.

7. Охарактеризуйте конструктивні варіанти об’єктових систем впуску двигунів НТМ.

8. Які операції доведення використовуються для об’єктових систем впуску?

9. Які особливості роботи двигуна при подоланні НТМ водних перешкод?

10. Охарактеризуйте заходи захисту силової установки від ураження ударною хвилею та шляхи їх доводки.

11. Охарактеризуйте основи доводки високотемпературної системи охолодження в об’єктових умовах.

12. Які заходи перевіряються при випробуваннях по зниженню тепловіддачі від двигуна НТМ в об’єктову систему охолодження?

13. Охарактеризуйте особливості доводочних робіт по вибору продуктивності водяного насоса.

14. Які доводочні роботи необхідні для усунення розгерметизації системи охолодження?

15. Охарактеризуйте напрями доводочних робіт по забезпеченню кавітаційної стійкості деталей ДВЗ для НТМ.

16. Охарактеризуйте операції доводки об’єктової системи охолодження двигуна НТМ на основі методів прискорених випробувань.

17. Охарактеризуйте методики прискорених оцінок експлуатаційних властивостей моторних масел.

18. Яка потрібна передпускова підготовка двигуна перед початком доводочних випробувань системи змащення?

19. Які заходи вживаються для контролю якості зовнішньої об’єктової системи змащування при її доводці?

20. Як виконати розрахунок системи змащення з урахуванням робіт по її доводці?

21. Охарактеризуйте доводочні роботи щодо нейтралізації впливів кренів двигуна при роботі на об’єкті.

22. Які особливості доводки системи змащення двигуна за фактором витрати масла?

23. Охарактеризуйте особливості доводки системи змащення з метою зниження експлуатаційних витрат масла при низьких частотах обертання колінвала.

24. Охарактеризуйте особливості доводки системи змащення за фактором середньоексплуатаційної витрати масла.

25. Охарактеризуйте види моторних палив та заходи щодо поліпшення їхніх якостей при об’єктовому використанні.

26. Охарактеризуйте операції доведення ефективності присадок моторних палив.

27. Охарактеризуйте операції доводки нетрадиційних моторних палив в об’єктових умовах.

28. Які заходи вживаються щодо поліпшення якостей палив при об’єктовому використанні?

29. Які напрямки доводки паливної системи низького тиску?

30. Наведіть особливості доводки системи пуску двигуна в об’єкті.

Глава 5. ДІАГНОСТУВАННЯ ЯК ЗАСІБ КОНТРОЛЮ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОВОДКИ ДВИГУНІВ НТМ

Технічне діагностування охоплює теорію, методи та засоби визначення технічного стану двигунів НТМ.

Об'єктивні діагностичні оцінки технічного стану та вживання заходів по усуненню причин відмов дозволяють суттєво подовжити експлуатаційну надійність двигунів. Це – головна мета діагностування ДВЗ.

Однак діагностування може відігравати не меншу роль і в процесі розробки нових двигунів НТМ на етапі доводки їх конструкції, що при подальшій експлуатації може суттєво підвищити безвідмовність і довговічність цих двигунів у складі об'єктів військової техніки.

Технічний стан двигуна повинен визначатися без його розбирання, оскільки будь-яке розбирання негативно позначається на надійності основних вузлів, особливо сполук (пар тертя).

Накопичення досвіду доводочних робіт при створенні нових двигунів дозволяє для безрозбірного діагностування використовувати посередні ознаки, що супроводжують роботу двигуна, перш за все такі, що характеризують не фізичну, а параметричну надійність його при тривалих доводочних випробуваннях: рівні шуму та вібрацій, тиск в картерах, димність, витрати палива чи масла і т.д.

Значну роль також відіграють й безпосередні безрозбірні вимірювання теплонапруженого стану деталей і вузлів двигунів при їх доводці, зазорів, тисків, характеристик зносу і т.п.

У сучасних умовах системи діагностування можуть контролювати не менше 30...40 різних параметрів двигунів НТМ. Тому ці двигуни повинні задовольняти основні вимоги контролездатності, яка закладається на етапі їх проектування з урахуванням діючих нормативних документів й ефективності застосованих засобів діагностування.

Сказане підкреслює, що технічне діагностування заслуговує уваги розробників методів доводочних операцій для двигунів НТМ.

5.1. Основи технічної діагностики двигунів НТМ

5.1.1. Діагностичні поняття

Головними задачами технічної діагностики ДВЗ є:

- контроль технічного стану;
- пошук місць та визначення причин відмов;
- прогнозування технічного стану.

Зупинимося на цих основних діагностичних поняттях.

Під *контролем технічного стану ДВЗ* розуміють відповідність перевірених показників двигуна вимогам конструкторської документації (чи технічним вимогам на двигун) з урахуванням фактично відпрацьованого часу. Тобто в інструкції на доводку конструкції та робочих параметрів двигуна повинні бути вказані рівні показників, що відповідають визначеному часу роботи двигуна. При цьому дуже важливо, щоб були вказані *гранично допустимі значення показників*, при досягненні яких подальші діагностичні чи доводочні операції на двигуні (тобто і його експлуатація у майбутньому) недопустимі чи недоцільні. Сказане цілком відноситься й до вузлів, систем двигуна.

Знання фактичних показників на даний час та граничних значень дозволяє виконувати *прогнозування технічного стану*, під яким розуміють визначення із заданою імовірністю термін, підчас якого зберігається роботоздатний стан двигуна.

За даними фахівців, існують три умови, при яких зовнішні вихідні параметри є ознаками рівня технічного стану деталей, вузлів, систем, перш за все таких, доступ до яких виключений без розбирання об’єкта чи двигуна.

До таких умов належать:

- *умова однозначності*, яка виходить із того, що кожному значенню функціонального показника даного вузла (деталі, системи) повинно відповідати тільки єдине значення вихідного параметра; наприклад, по мірі зносу маслозйомних кілець при попаданні пилу в двигун зменшується питомий тиск у парі “маслозйомне кільце – гільза циліндрів”, і тому збі-

льшуються просвіти у цій парі, що викликає збільшення витрати масла; у зв'язку з цим у двигуні 5ТДФ такого гранично допустимого параметра як витрата масла визначено на рівні 7 % від витрати палива;

- *умова широти поля зміни*, тобто параметр вихідного процесу повинен мати якомога більшу зміну характеру функціонування діагностованого елемента двигуна; розглядаючи попередній приклад щодо витрати масла, бачимо, що можуть виникнути дві версії її збільшення: викид через систему суфлірування і пиловий знос циліндропоршневої групи; на користь останньої версії свідчать відкладення в масляній центрифузі, маса яких збільшується у 2...3 рази при наявності пилового зносу.
- *доступність та зручність вимірюваного параметра*, тобто місце (зона) вимірювання та метод вимірювання повинні забезпечувати можливість простору й надійність отримання результату, а способи обробки інформації дозволятимуть оперативно використовувати дані діагностування.

Засоби технічного діагностування поділяються на два види: вбудовані та зовнішні.

Вбудований засіб технічного діагностування є складовою частиною двигуна і на його функціональні елементи подаються тільки робочі дії; наприклад, датчик тиску масла на виході з колінчастого вала може вважатися показником зносу двигуна, оскільки у такому випадку знижується тиск, що свідчить про збільшення зазорів у парах тертя.

Зовнішній засіб технічного діагностування розташований окремо від двигуна; до таких засобів можна, наприклад, віднести заміри: тиску стиску, пульсацій току на клемах картера, рівномірності обертання колінчастого вала при відключенні циліндрів; такі вимірювання здійснюються за допомогою спеціалізованих пересувних установок – діагностичних лабораторних стендів (діагностичних лабораторій).

5.1.2. Теоретична база діагностування

Технічна діагностика повинна мати інформаційне, матеріально-технічне, математичне забезпечення.

Під *інформаційним забезпеченням* розуміють отримання діагностичної інформації, її зберігання, систематизацію.

Під *матеріально-технічним зберіганням* розуміють різні пристрої для отримання й обробки діагностичної інформації (діагностичні стенди, обладнання, датчики, ЕОМ та інші засоби).

Математичне забезпечення – це алгоритми і програми розпізнавання об'єктів діагностики та їх параметрів.

За характером взаємодії між об'єктом та засобом діагностування відрізняють функціональне й тестове діагностування (рис. 5.1).

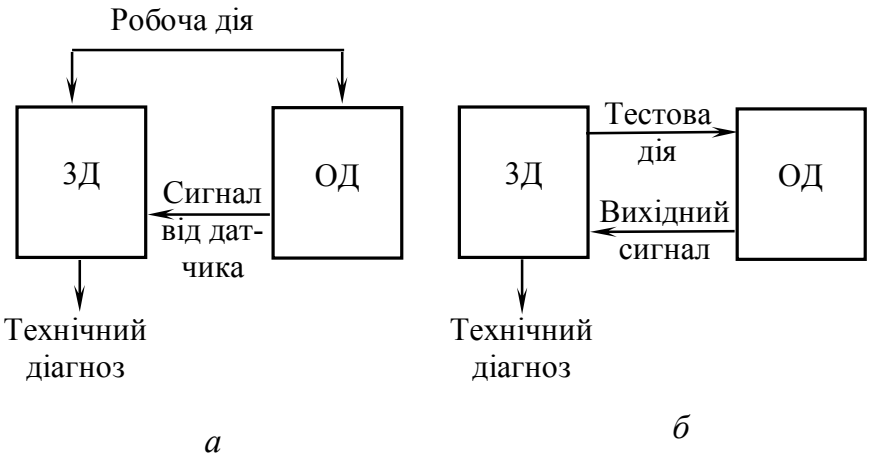


Рисунок 5.1 – Види діагностування:
а – функціональне; *б* – тестове; ЗД – засіб діагностування; ОД – об'єкт діагностування

Функціональне діагностування здійснюється в процесі функціонування об'єкта в робочому режимі. Дії з боку засобів діагностування не подаються. В цьому й полягає його відмінність від тестового діагностування. Функціональне діагностування є система контролю, а система тестового діагностування – система діагностичного впливу.

Регулярне використання діагностичних систем сприяє скороченню часу пошуку елементів двигуна, що відмовили, зниженню обсягів розбірно-складальних робіт, зменшенню витрати палива й токсичності відпрацьованих газів.

Вирішення задач діагностування неможливо без побудови моделі математичного об'єкта, вибору й оптимізації діагностичних процедур та їх реалізації у вигляді технічних пристроїв або програм для ЕОМ. При цьому використовують матаналіз та матпрограмування.

При розробці методів діагностування дуже важливо вміти ідентифікувати реальний двигун (вузол, систему тощо) діагностичною моделлю у вигляді аналітичних описів чи графоаналітичних уявлень. Це й дозволить абстрагуватися від його фізичної природи, формалізувати рішення діагностичної задачі та розробити алгоритм діагностування у вигляді сукупності послідовних операцій.

Вище, у гл. 2 цього підручника показано, що тільки проведення тривалих доводочних випробувань об'єкта дозволяють обґрунтовано вносити у запроектовану конструкцію нового двигуна НТМ оптимальні конструктивні уточнення, тобто такі, що відповідатимуть реальній, складній специфіці умов експлуатації військової техніки.

Виходячи з унікальної ролі тривалих доводочних випробувань, треба ретельно розробляти і передбачувати діагностичні заходи, які необхідні для забезпечення їхньої максимальної ефективності при доводці конструкції двигуна.

Серед таких заходів чи не найважливіше місце посідає проблема оптимізації періодичності діагностування при тривалих доводочних випробуваннях.

Як відомо, діагностика двигуна як і об'єкта в цілому є основою профілактичних дій.

Під профілактикою розуміється комплекс заходів, що планується для попередження відмов, зберігання працездатності та забезпечення довговічності двигуна. Вона містить, крім діагностики, регулювальні роботи та усунення відмов, що виявлені при діагностуванні.

Універсальною характеристикою, що визначає поведінку системи, є інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \frac{f(l)}{1 - F(l)} = \frac{f(l)}{P(l)},$$

де $F(l)$ – функція розподілення імовірностей відмов, або імовірність відмов; $1 - F(l) = P(l)$ – імовірність безвідмовної роботи; l – пробіг об'єкта під час тривалої доводки двигуна в об'єктових умовах; $f(l)$ – функція щільності імовірності розподілення відмов або частота відмов.

Інтенсивність відмов визначає зміну надійності двигуна у складі об'єкта при тривалій доводці.

Якщо порівняти характер зміни інтенсивності відмов об’єкта з характером зростання зносу його двигуна, то стає очевидним такий закон, який наведено на рис. 5.2.

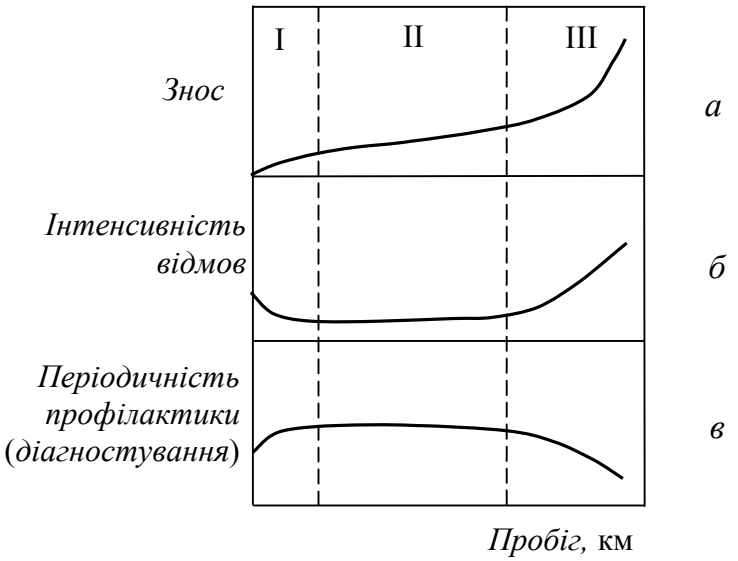


Рисунок 5.2 – Зміна зносу, інтенсивності відмов та періодичність діагностування:

а – зростання зносу двигуна в об’єкті; *б* – інтенсивність відмов двигуна; *в* – періодичність діагностування та інших профілактичних заходів

На першому етапі тривалої доводки двигуна в об’єкті інтенсивність відмов вельми висока та зменшується по мірі збільшення тривалості доводки. Тут (під час припрацювання) спостерігаються відмови, обумовлені невиявленими технологічними, складально-регулювальними негараздами.

На другому етапі тривалої доводки швидкість зростання зносу незмінна; тому інтенсивність відмов залишається постійною.

Третій етап доводки характеризується тим, що знос окремих агрегатів, перш за все – двигуна, зростає; з’являються зносові відмови, а інтенсивність відмов зростає.

Зрозуміло, що періодичність обслуговування (діагностичного) повинна призначатися відповідно до того, на якому етапі експлуатації знаходиться об’єкт з двигуном; таким чином, періодичність діагностування залежить від зміни інтенсивності відмов.

Однак сучасні методи визначення періодичності діагностування практично не враховують інтенсивності відмов та її зміни в процесі тривалої доводки двигуна в об’єкті.

Діючі рекомендації по режимах профілактичного обслуговування передбачають періодичність обслуговування, постійну від початку доводочних робіт до їх закінчення після тривалого часу.

З рис. 5.2 бачимо, що інтенсивність відмов залишається постійною тільки на етапі II (нормальної доводки), коли відмови мають раптовий характер. На цьому етапі ще не виникає катастрофічний (різко зростаючий) знос двигуна НТМ, його надійність буде визначатися тільки інтенсивністю виникнення раптових відмов двигуна.

Підкреслимо, що статистичні оцінки рис. 5.2, як і подальші оцінки, вимагають отримання експериментальної інформації при тривалій доводці представницької партії двигунів НТМ в об'ємі, не меншому ніж від 5...6 об'єктів, що відповідає практиці таких випробувань на заключному етапі створення нового двигуна.

Як свідчать численні дослідження, раптові відмови підлягають експоненціальному закону розподілення та визначаються формулою

$$P(l) = 1 - e^{-\lambda l},$$

де e – основа натуральних логарифмів; λ – інтенсивність відмов, яка при $\lambda(l) = \lambda = \text{const}$ обернено пропорційна середньому за l_0 строку безвідмовної роботи; l – пробіг об'єкта.

При експоненціальному розподіленні виконання діагностичних робіт профілактичного призначення недоцільно. Пояснимо це.

Позначимо через $P(\Delta l/l_0)$ умовну імовірність безвідмовної роботи двигуна на ділянці пробігу довжиною Δl за умови, що двигун працював безвідмовно на попередній ділянці l_0.

Через $P(l_0)$ знайдемо безумовну імовірність безвідмовної роботи на інтервалі l_0.

Імовірність безвідмовної роботи на пробігу від нуля до $l = l_0 + \Delta l$

$$P(l_0 + \Delta l) = e^{-\lambda(l_0 + \Delta l)} = e^{-\lambda t0} \times e^{-\lambda \Delta l} = P(l_0) \times P(\Delta l).$$

З іншого боку, згідно з теоремою помноження імовірностей, імовірність безвідмовної роботи двигуна в об'єкті при його доводці на цій ділянці пробігу

$$P(l_0 + \Delta l) = P(l_0) \cdot P(\Delta l / l_0).$$

Порівнюючи ці рівняння, маємо, що $P(\Delta l/l_0) = P(\Delta l)$, тобто імовірність безвідмовної роботи на пробігу l_0 дорівнює безумовній імовірності безвідмовної роботи на тому ж інтервалі Δl. Іншими словами, імовірність

безвідмовної роботи на заданому пробігу не залежить від того, скільки двигун працював до цього. Оскільки раптові відмови не залежать від “віку”, вони є важкопрогнозованими.

З цього робимо висновок, що в період II нормальної доводки при визначенні періодичності діагностування треба виходити з того, що така періодичність – величина постійна впродовж l.

На етапі зносових відмов III періодичність відмов залежить від інтенсивності відмов. Вона зменшується при зростанні $\lambda(l)$ та при збільшенні загального пробігу НТМ (напрацювання двигуна).

Розглянемо більш детально етап II, на якому, як показано, виконання діагностичного (і подальшого регулювального) обслуговування та інших операцій доводки не змінює імовірності виникнення відмов, тобто не змінює $\lambda(l)$.

На цьому етапі постає задача – виявити раптові відмови та спрогнозувати моменти виникнення зносових відмов методами діагностування.

Припустимо, що виконання контрольних операцій при діагностуванні вимагає якогось середнього часу T'_g. Оскільки при діагностуванні можливе виявлення дефектів й подальше їх усунення, в цілому на діагностику буде витрачатися середній час $T_g > T'_g$. На усунення відмов, що виникають у проміжках між діагностуваннями, передбачається час T_p. Відповідні їм середні втрати транспортної роботи НТМ позначимо через S_g та S_p.

Будемо знаходити оптимальну періодичність діагностування з умови забезпечення максимальної технічної готовності за формулою:

$$K_g = \frac{M(l)}{M(l) + M(l_{\text{прост}})},$$

де $K_g(l)$ – коефіцієнт технічної готовності двигуна при пробігу l;

$M(l)$ – математичне чекання пробігу поміж діагностуваннями;

$M(l_{\text{прост}})$ – математичне чекання втрат пробігу за термін простоїв.

Тут $M(l) = \int_0^L [1 - F(l)]dl$; $\quad M(l_{\text{прост}}) = S_p \int_0^L \lambda(l)dl + S_g$,

де S_p – математичне чекання витрат пробігу за термін простоїв підчас реалізації діагностичних рекомендацій впродовж пробігу l_0; S_g – математичне

чекання часу, що витрачатиметься в цілому на діагностику впродовж пробігу l_0.

Періодичність діагностування, яку шукатимемо, позначимо L. Оскільки $\lambda(l) = \lambda = \text{const}$, то $M(l_{\text{прост}}) = S_p\,\lambda \cdot L + S_g$.

Тепер

$$K_g(l) = \frac{\int_0^L [1 - F(l)]dl}{\int_0^L [1 - F(l)]dl + S_p \lambda L S_g}.$$

Оскільки на етапі II, $\lambda(l) = \lambda = \text{const}$, то таке розподілення відмов підлягає експоненціальному закону, тобто

$$K_g(l) = \frac{1 - e^{-\lambda L}}{1 - e^{\lambda L} + \lambda^2 L S_p + S_g}.$$

У цій формулі періодичність діагностування під час всього етапу II, як показано вище, не змінюється.

Цю періодичність визначаємо з умови $\frac{d}{dL} K_g(l) = 0$ і отримуємо

$$\lambda \times L + \frac{S_g}{S_p} - e^{-\lambda L} + 1 = 0.$$

Врахуємо, що відношення S_g / S_p при даній діагностичній швидкості дорівнює відношенню T_g / T_p; тоді попередній вираз має вигляд:

$$e^{\lambda L} - \lambda \times L = 1 + \frac{T_g}{T_p}.$$

Таким чином, отримане трансцендентне рівняння, яке по відношенню до L у явному вигляді не розв'язуються. Його зручно розв'язати графічним способом, якщо розбити на дві частини:

$$y = e^{\lambda L};$$

$$y = \lambda \times L + \frac{T_g}{T_p} + 1.$$

Перетин цих кривих у системі координат (y, L) і дає рішення щодо L.

Бачимо, що оптимальна періодичність діагностування протягом пробігу l, тобто $L_{опт}$ залежить від інтенсивності відмов λ та відношення T_g / T_p. Це суттєва практична рекомендація щодо обґрунтованого вибору оптимальної періодичності діагностування.

Для реалізації такої рекомендації треба мати вихідні експериментальні дані щодо безвідмовності партії двигунів, які ставляться на доводку, в тому числі:

◈ значення інтенсивності відмов за пробіг l_{II} до початку тривалих доводочних випробувань;

◈ дані щодо T_g / T_p для партії двигунів – прототипів.

Виконаний теоретичний аналіз режимів і методів організації діагностування двигунів НТМ при їх тривалих доводочних випробуваннях свідчить, що необхідно приділяти належну увагу технології виявлення доводочних відмов, періодичності діагностування – тобто всьому комплексу операцій доводки.

5.2. Кібернетичні засоби діагностування двигунів НТМ

В нашій країні та за кордоном розроблений спектр різних кібернетичних засобів діагностування двигунів із застосуванням ЕОМ.

До них ставлять спеціальні вимоги щодо ефективності:

◑ висока продуктивність;

◑ висока безпека дії;

◑ належна економічність й працевтрати;

◑ мінімальність необхідного набору елементів (модулів, приладів);

◑ високі метрологічні якості й точність вимірювань;

◑ можливості використання діагностичного обладнання в подальшому для прогнозування технічного стану двигуна в складі об’єкта.

Діагностику технічного стану двигуна як і інших агрегатів НТМ можна розглядати як особливий вид фізичного моделювання, що сполучає фізичні моделі з натуральними приладами й засобами (ЕОМ та ін.). Прикладами таких моделей є стенди для доводочних випробувань двигунів НТМ (див. гл. 3), установки для доводочних робіт по об’єктовим системам цих двигунів (див. гл. 4).

При розробці діагностичних засобів необхідно створювати конструкції, де моделюватимуться процеси у двигунах, умови функціонування яких

наближені до реальних дорожніх умов НТМ, їх експериментальних умов використання.

Найскладніші конструкції як власне двигунів НТМ та означених установок і стендів, вимагають найширшого використання кібернетичних засобів для управління цими комплексами та реалізації діагностичних операцій у режимі поточного часу.

Кібернетизація керування ДВЗ розглянута в томі цієї серії підручників, присвяченому комп'ютерним системам двигунів. На двигунах НТМ такі системи вже проробляються й впроваджуються.

Зупинимося на кібернетичних засобах діагностування двигунів НТМ, які все більше використовуються, в тому числі у вітчизняній практиці.

Такі двигуни оснащуються технічними системами діагностування (ТСД), які визначають та прогнозують технічний стан головних об'єктових чи стендових систем, агрегатів, деталей та їх остаточний ресурс.

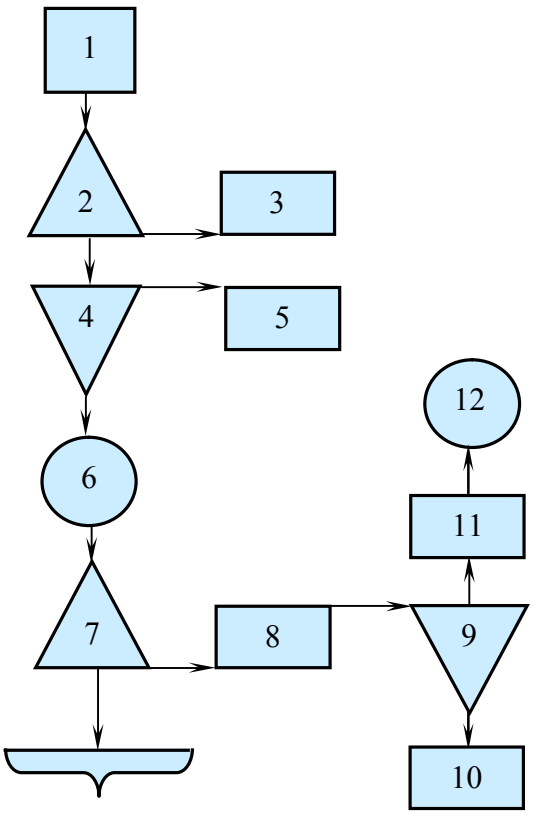


Рисунок 5.3 – Схема алгоритму діагностування ДГУ з допомогою технічної системи діагностування

При стендових випробуваннях двигунів НТМ доцільно застосовувати дизель-генераторні установки (ДГУ), які складаються з дизеля, передачі та генератора. Послідовність діагностування таких установок з визначенням інтегральних характеристик показана на рис. 5.3.

Процес діагностування складається із базових процедур.

Процедура 1 означає підготовку до контролю ДГУ, запуску двигуна й переведення його на нормальне збудження.

Процедура 2 передбачає порівняння частоти обертання

колінчастого вала двигуна з визначеною нормою. У разі необхідності виконується регулювання або заміна регулятора (процедура 3).

Процедура 4 передбачає вимірювання потужності генератора та подальше порівняння її з нормативом. У разі необхідності виконуються регулювальні роботи за спеціальним алгоритмом – процедура 5 (регулювання паливної та повітряної систем двигуна за критерієм у вигляді коефіцієнта надлишку повітря α, перш за все).

За алгоритмами процедур 7 та 8 здійснюються, нарешті, вимірювання потужності на визначеній ділянці зовнішньої характеристики й контроль електричної схеми стенда. Процедури 9, 10 містять аналіз цих даних (з урахуванням установлених норм) та подальше регулювання струму в обмотці генератора і т. ін.

У подальшому, в разі необхідності, виконуються роботи по відключенню обмотки генератора (процедура 11), контролю та відновленню нормативних параметрів (процедура 12).

Вище розглянуто загальне діагностування (конкретний його алгоритм розробляється залежно від вимог доводочних робіт по оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних та експлуатаційних показників створеного дизеля).

Однак не менше застосовується локальне діагностування двигуна за допомогою методик визначення: угару чи тиску масла; витрати палива; наявності механічних домішок у маслі; індикаторних показників; прориву газів у картер; компресії чи витікання стиснутого повітря; складу відпрацьованих газів; спектральних характеристик продуктів зносу і т. ін.

Крім стендового діагностування, суттєву роль відіграють кібернетичні засоби об’єктового діагностування двигунів НТМ.

Якість результатів об’єктового діагностування перш за все обумовлюється наявністю датчиків неелектричних величин, засобів сполучення мікропроцесорів як з датчиками, так і з виконавчими пристроями. Мова йде про засоби первинної передкомп’ютерної обробки інформації датчиків (спеціальні фільтри, пікові детектори, визначники екстремумів, аналого-цифрові компаратори частоти та інших динамічних характеристик процесів двигуна, напруг і т. ін.). Використовуються датчики крутного моменту на вихідному валу дизеля, тиску газів у циліндрах, тисків рідинних й газо-

вих середовищ, кутів положення колінчастого вала та ін. Потрібні також пристрої експресного визначення концентрації металів у маслі.

Що стосується НТМ, то для них ще не розроблені потужні діагностичні станції (лабораторії), здатні імітувати навантаження двигуна в об'єкті на будь-яких експлуатаційних режимах та екстремальні кліматичні умови експлуатації. Це пов'язано із високим рівнем агрегатної потужності таких дизелів (тисяча й більше кіловат), наявністю гусеничної тяги, складністю дорожніх умов, підключенням до двигуна ряду агрегатів власне об'єкта і т. ін.

Тому у теперішній час широке розповсюдження отримують такі універсальні кібернетичні засоби діагностування двигунів у об'єкті, як автотестери чи мотор-тестери.

За ступенем автоматизації й точності вимірювань їх умовно можливо розділити на чотири групи (див. том 3 цієї серії підручників).

До першої відносяться автотестери, які містять один вимірювальний прилад з перемикачем діапазонів вимірювань. З їх допомогою можна вимірювати напругу, силу току, частоту обертання колінвала, кути випередження вприскування тощо. Звичайно, використання автотестерів вимагає розташування на двигуні НТМ клемників, розйомів, додаткових отворів і т. ін.

Друга група засобів діагностування – це аналізатори двигунів, оскільки вони дозволяють контролювати зміни діагностичного параметра залежно від частоти обертання колінчастого вала. Аналізатор вміщує два – три вимірювача з перемикачами та синхронним роз'єднувачем циліндрів.

Найбільше поширення отримали мотор-тестери, які відносяться до третьої групи засобів діагностування. Вони призначені для великих автомобільних двигунів, тобто практично без доробок придатні й для двигунів НТМ. З їх допомогою можна діагностувати цілі системи двигуна. За осцилограмами процесів можна контролювати та аналізувати будь-які зміни параметрів означених систем.

На рис. 5.4 показана схема сучасного мотор-тестера третьої групи.

Блок I (збирання вимірюваної інформації) складається з дев'яти датчиків та стробоскопічної лампи. Блок II включає нормирувальні перетворювачі та пристрої синхронізації. Обчислювальний блок III містить пристрої мультиплексування та аналого-цифрового перетворення, попередній

та центральний процесори. Блок IV (відображення та керування) має дисплей, регістратор, панель керування (діагностування) та електронно-променевий осцилограф ЕПО. Результати вимірювань можна виводити на дисплей та роздруковувати на спеціальних бланках.

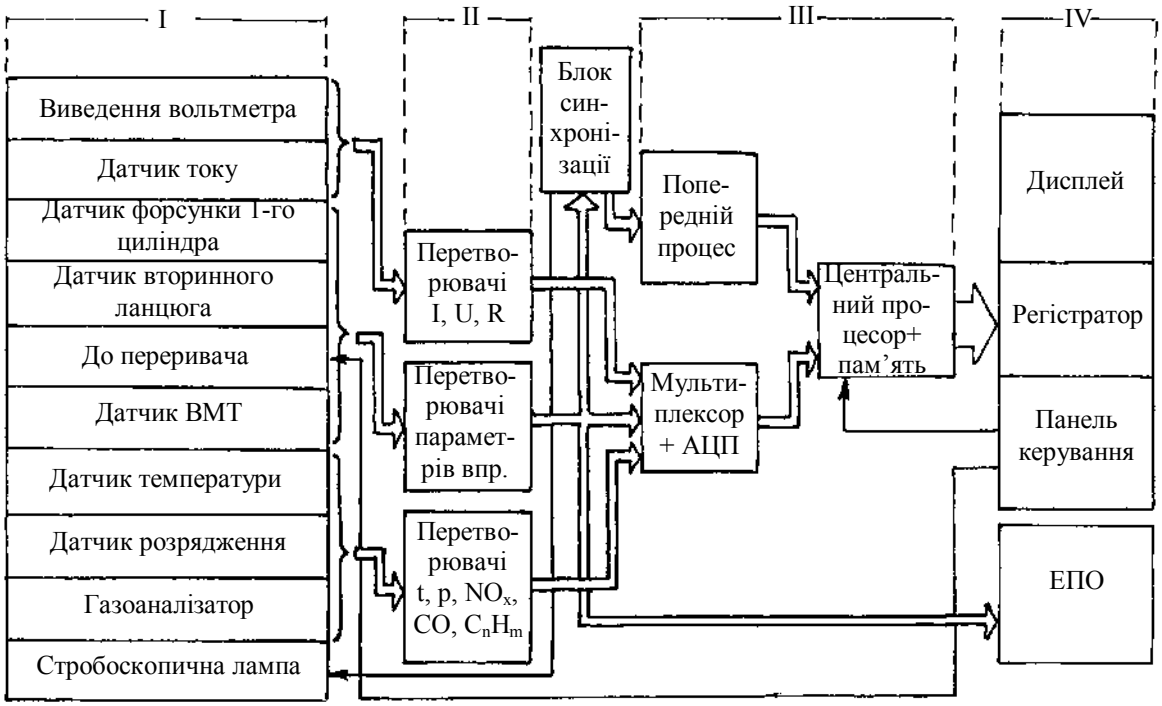


Рисунок 5.4 – Структурна схема мотор-тестера з мікропроцесором

Мотор-тестери IV групи на базі ЕОМ оснащені логічними пристроями для автоматичної обробки вимірюваної інформації. В них відсутні ЕПО, але вся інформація виводиться на дисплей та друкувальний пристрій. Наявність зовнішньої пам'яті на магнітних носіях дозволяє здійснювати порівняння виміряних параметрів із значеннями, що допускаються.

Сучасні КСУ ДВЗ, крім функцій керування та обслуговування (регулювання), спроможні вести контроль функціонування за обраними критеріями фізичної та параметричної надійності та діагностування.

На рис. 5.5 показана принципова схема комп'ютеризації двигуна у складі об'єкта (НТМ). Процедури контролю та захисту (групи I, III, IV) автоматизовано; саму процедуру діагностування (групи V, VI, VII) покладено на оператора, який відповідає за діагностування при тривалих доводочних випробуваннях двигуна у складі об'єкта.

Пояснимо схему далі.

Група I включає безперервне вимірювання параметрів (10), виявлення тенденції зміни параметра (11), прогнозування зміни параметрів (12) та прийняття рішення щодо керувального діяння (13).

Група II містить відтворення установок регуляторів (6), порівняння поточних значень параметрів з уставками (7), формування інформації щодо правильності функціонування (8), а також – регулювання (9).

Група III включає відтворення уставок попереджувальної сигналізації (14), порівняння поточних значень теплотехнічних параметрів з уставками (15), формування сигналу щодо виходу за уставку (16).

Група IV містить відтворення уставок аварійної сигналізації (19), порівняння поточних значень параметрів з уставками аварійної сигналізації (20), формування сигналу щодо виходу за уставку (21), спрацьовування засобів аварійного захисту (22) та відтворення значень параметрів, що передують спрацьовуванню аварійної сигналізації (23).

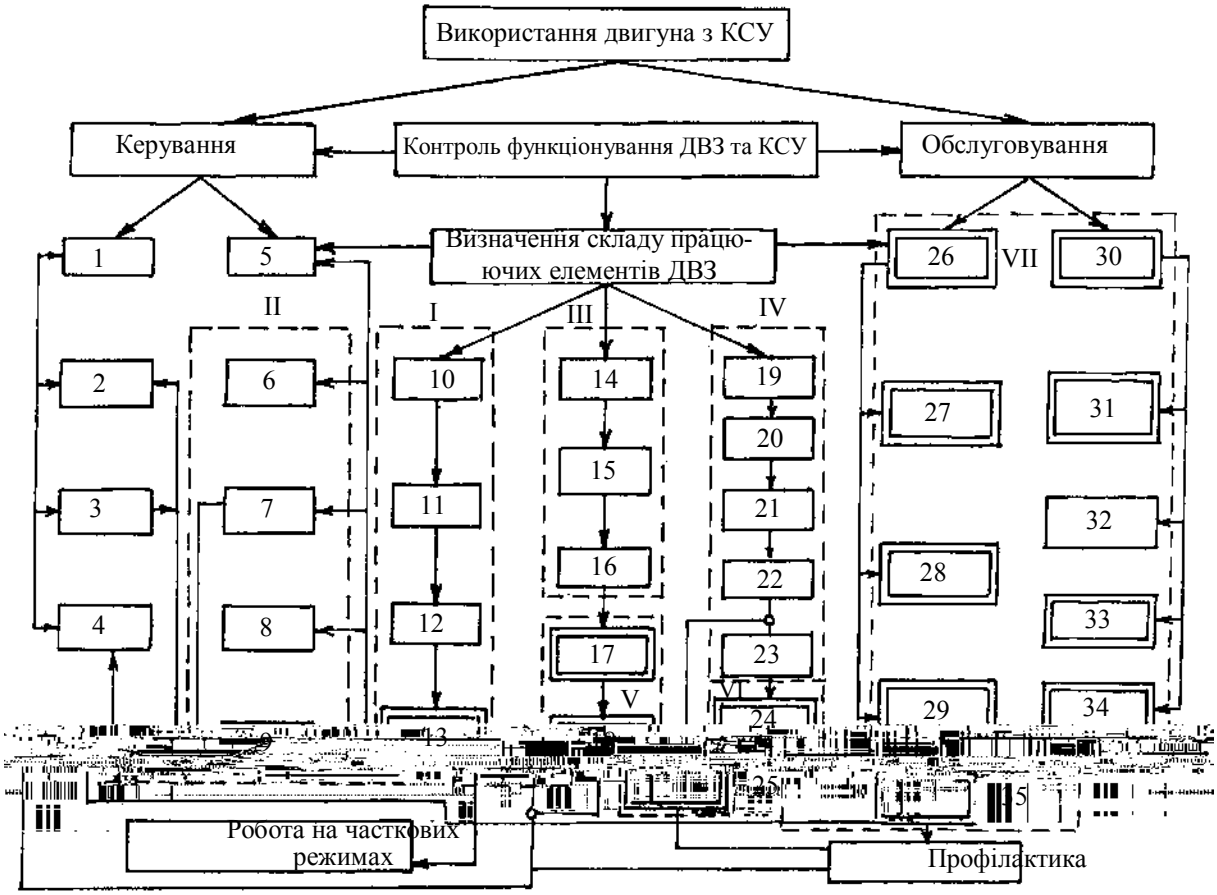


Рисунок 5.5 – Принципова схема комп'ютеризації керування та доводки двигуна у складі об'єкта (НТМ)

Група V включає ідентифікацію причин спрацьовування попереджувальної сигналізації (17) та прийняття рекомендацій щодо подальшого уточнення проектних конструктивних рішень за результатами діагностування (18).

Група VI, як і попередня група, забезпечує діагностичні висновки на основі ідентифікації причин спрацьовування аварійної сигналізації (24), а також прийняття рекомендацій щодо подальшого поліпшення конструкції двигуна за результатами діагностування (25).

Остання VII група також містить діагностичний комплекс, що включає:

- планово-попереджувальний огляд (26);
- оцінку технічного стану за якісними показниками (27);
- визначення напрацювання двигуна (28);
- прогнозування остаточного ресурсу за регламентом (29);
- дефектації визначених елементів двигуна (30);
- виведення двигуна з робочих режимів (31);
- аналіз результатів часткового або повного розбирання двигуна чи його систем, агрегатів, вузлів (32);
- отримання кількісних оцінок технічного стану шляхом вимірювання структурних параметрів (33);
- прогнозування технічного стану за даними дефектації (34);
- прийняття рішень щодо подальшої доводки конструкції двигуна й подальших операцій його діагностування (35).

Звертаємо увагу на те, що в групах V, VI та VII передбачені й операції самодіагностування КСУ ДВЗ, перш за все націлені на самоконтроль стабільності параметрів схеми діагностування при тривалих доводочних роботах.

5.3. Метрологічне забезпечення діагностичних систем двигунів НТМ

При реалізації доводочних операцій як в стендових так і в об’єктових умовах до вимірювальних засобів і точності вимірювань ставляться досить високі вимоги.

Обрана вимірювальна апаратура має гарантувати задану точність діагностування, стабільність показників обладнання й приладів (коливання

напруг, струму, температур, тисків, характеристики вібрацій, токсичність, необхідні швидкодію, чутливість). Бажано, аби діагностичні засоби мали помірні габарити, були прості та зручні для спостережень, дозволяли здійснювати дистанційні вимірювання в автоматичних режимах поточного часу.

Найважливішою у метрологічному забезпеченні є точність вимірювань.

Термін “точність” використовується, як правило, для якісної оцінки результату вимірювань.

Для кількісної оцінки взятий термін “похибка вимірювання”, причому чим менша “похибка”, тим вища “точність”.

Похибка – це відхилення результатів вимірювань x від істинного (дійсного) значення вимірюваної величини x_i.

Класифікація похибок вимірювання при діагностуванні наведена на рис. 5.6.

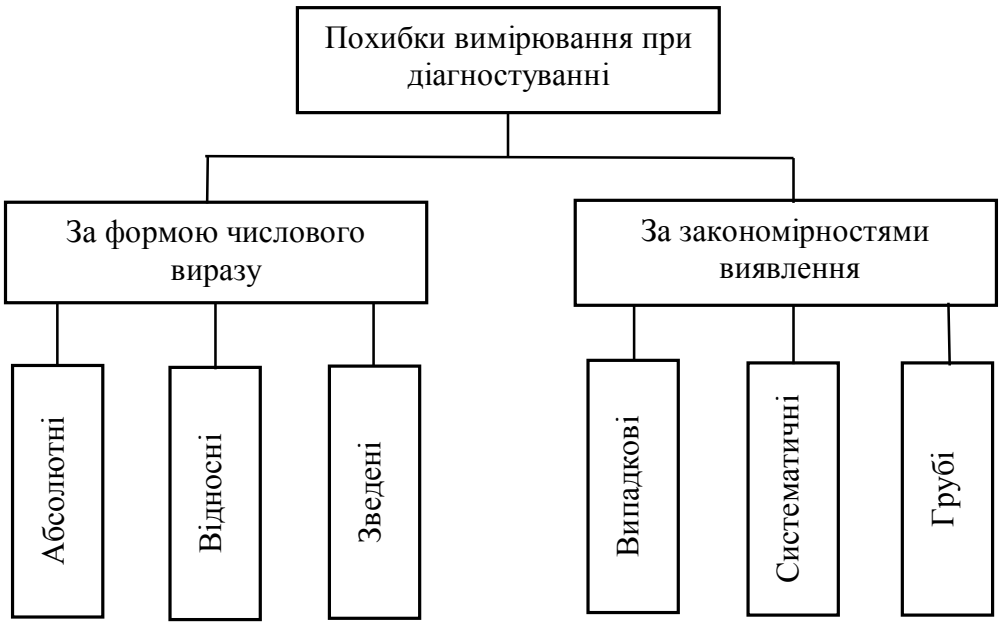


Рисунок 5.6 – Класифікація похибок вимірювання

Абсолютна похибка $\Delta = x - x_i$. Чім менша за абсолютним значенням така похибка, тим більшою є точність вимірювання (приладу). Якщо, наприклад, при вимірюванні отримано розмір x = 20,2 мм, а дійсний розмір x_i = 20 мм, то похибка вимірювання складає Δ = 20,2 – 20 = 0,2 мм. Похиб-

ку вимірювання зі зворотним знаком називають поправкою. В нашому прикладі поправка дорівнює мінус 0,2 мм; тоді істинний розмір x_i = 20,2 – 0,2 = 20 мм.

Відносна похибка – це відношення $\delta = \pm \frac{\Delta}{x} \times 100\%$.

Зведена похибка $y = \pm \frac{\Delta}{x_N} \times 100\%$,

де x_N – нормоване (граничне) значення вимірюваної величини. Воно може дорівнювати максимальному значенню вимірюваної величини $x_{\max}$.

До *випадкових похибок* належать граничні, стандартні (середні квадратичні), імовірнісні, середні арифметичні.

До *систематичних похибок* належать методичні, інструментальні, суб'єктивні, постійні.

Грубі похибки є наслідком помилок оператора-вимірювача, несправностей вимірювальних засобів або різких неочікуваних змін умов вимірювань.

Практика свідчить про, що при діагностуванні НТМ (та двигунів у складі об'єкта) бажано забезпечувати такі відносні похибки вимірювань:

- ефективної потужності, крутного моменту й витрати палива двигуна ± 0,5 %;
- частоти обертання колінчастого вала, температури навколишнього середовища ± 1,0 %;
- атмосферного тиску 1 мм рт. ст.;
- витрати повітря ± 2 %;
- витікання картерних газів ± 1,5 %;
- температури відпрацьованих газів ± 10 °С.

На похибку вимірювань впливає *чутливість приладу*, яка визначається відношенням лінійного l або кутового α переміщень показчика до зміни вимірюваної величини A_i, яка викликала таке переміщення. Чим більше одиниць шкали приладу припадає на одиницю вимірюваної величини, тим чутливіший цей прилад (1:1; 4:1; 10:1). При лінійній шкалі чутливість приладу дорівнює відношенню α/A_i (l/A_i), а при нелінійній шкалі $d\alpha/dA_i$ (dl/dA_i).

Поріг чутливості вимірювального приладу характеризується мінімальним значенням вимірюваної величини, яке ще можливо виявити за допомогою даного приладу.

Стабільність метрологічних якостей системи діагностування при тривалій експлуатації характеризується варіацією показників приладу.

Клас точності приладу визначають зведеною похибкою $y_{пр}$, тобто відношенням найбільшого значення абсолютної похибки Δ до граничного рівня x_N (або до верхнього значення шкали приладу x_{max}) у процентах: $y_{пр} = \pm \frac{\Delta}{x_N} \times 100\%$ ($y_{пр} = \pm \frac{\Delta}{x_{max}} \times 100\%$). Позначення класу точності залежить від нормованого значення x_N. Найбільша зведена похибка й береться за клас точності вимірювального приладу. Наприклад, електровимірювальні прилади поділяються на класи від 0,1 до 4,0. Більш грубі прилади позначення класу точності не мають. Клас приладу звичайно позначається цифрою, що обведена кругом. Пояснимо сказане прикладом: до приладів з класом точності 1,0 належать прилади, у яких в нормальних умовах експлуатації зведена похибка не перевищує (±1,0/100)×100 % = 1 %; виходячи з y та x_{max}, визначаємо $\Delta = 0{,}01 \cdot y \cdot x_{max}$; при $x_{max} = 100$, $y_{пр} = \Delta$. Слід мати на увазі, що клас точності визначає властивості і можливості даного засобу вимірювання, але він не є показником точності вимірювання за допомогою цього засобу.

Варіацією показників приладів діагностичних систем зветься найбільша різниця між окремими показниками при однакових значеннях вимірюваної величини та незмінних зовнішніх умовах.

Об'єктивні похибки обумовлені особливостями конструкції приладу, впливом зовнішніх умов, недосконалістю методу вимірювання, статистичною похибкою та інерційними властивостями приладу (механічна та теплова інерція). Ефективним методом їх усунення є тарування приладів до початку вимірювань та внесення поправок у їх значення на основі тарувальних таблиць, графіків.

Суб'єктивні похибки залежать від фізіологічних особливостей випробувача-вимірювача, його досвіду та кваліфікації. Вони усуваються при автоматизації вимірювань та запису, тобто принципів, на яких саме і базуються сучасні діагностичні засоби і системи двигунів.

При доводочних операціях діагностичні вимірювання супроводжу-

ються різними похибками вимірів.

Абсолютна похибка або похибка середнього арифметичного визначається за формулою $\Delta_i = x_i - \bar{x}$, де x_i – вимірювана величина, $\bar{x}$ – середня арифметична величина (сума значень окремих вимірювань, віднесена до кількості вимірювань). Імовірність отримання похибок зі знаком плюс та мінус однакова, тому сума всіх випадкових похибок дорівнює нулю ($\Sigma\Delta_i = 0$).

Середня арифметична похибка окремого вимірювання $\Delta_{окр}$ визначається як середня арифметична абсолютних величин Δ_i всіх випадкових похибок із n вимірювань.

При малому n використовують формулу

$$\Delta_{окр} = \frac{\sum_1^n \Delta_i}{\sqrt{n(n-1)}}.$$

При великому n

$$\Delta_{окр} = \frac{\sum_1^n \Delta_i}{n},$$

оскільки при значному рівні n маємо вираз $n\cdot(n-1) \approx n^2$.

Для отримання відхилень при обробці результатів діагностування широко використовується середнє квадратичне відхилення

$$\delta_x = \sqrt{\frac{\sum_1^n (x_i - \bar{x})^2}{n}}, \text{ при } n > 20;$$

$$\delta_x = \sqrt{\frac{\sum_1^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \text{ при } n < 20.$$

Середню квадратичну похибку середнього арифметичного розраховують за формулою:

$$\delta_{\bar{x}} = \pm\sqrt{\frac{\sum_1^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}.$$

У теорії імовірностей центральна гранична теорема має вигляд: $\delta_x = \delta_{\bar{x}} / \sqrt{n}$ З неї випливає, що середнє арифметичне з масиву вимірювань *n* завжди має меншу похибку, ніж похибка кожного окремого вимірювання.

Середнє відхилення (середньоквадратична похибка) може використовуватися як міра точності виконаних діагностичних вимірювань.

Розглянемо приклад аналізу результатів діагностування щодо визначення температури відпрацьованих газів у двигуні. Результати шести вимірювань наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати діагностичних вимірювань відпрацьованих газів

№№ вимірювань	$t_{В.Г}$, °С	Δ_i	Δ_i^2
1	787	-3	9
2	785	-5	25
3	788	-2	4
4	775	-15	225
5	810	+20	400
6	795	+5	25
сума	4740	-	688

Із табл. 5.1 маємо, що середнє арифметичне значення температури $\bar{t} = \frac{4740}{6} = 790\,°\text{C}$. Середня квадратична похибка середнього арифметичного $\delta_{\bar{x}} = \pm\sqrt{\frac{688}{6 \times 5}} = \pm 4{,}8 \approx 5\,°\text{C}$.

Тепер температура відпрацьованих газів $t_{В.Г}$ = (790 ± 5) °С. Середня похибка окремого вимірювання $\delta_{\bar{x}} = \pm\sqrt{\frac{688}{6-1}} = \pm 11{,}7 \approx 12\,°\text{C}$.

Можливий рівень температури відпрацьованих газів на даному режимі роботи двигуна $t_{В.Г}$ = (790 ± 12) °С (778 °С...802 °С). У нашому прикладі, згідно з табл. 5.1, вимірювання дали $t_{В.Г}$ = 775 °С...810 °С з похибкою ~1%.

5.4. Моделі діагностування двигунів НТМ

5.4.1. Специфіка діагностування ДВЗ

Перш ніж розглядати діагностичне забезпечення двигунів та процесів у них, треба ознайомитися із специфікою діагностики.

Технічний стан окремих систем двигуна, його вузлів та агрегатів можна діагностувати в об'єктових дорожніх умовах (перевірка навантажень, паливної та масляної економічності, токсичності, рівнів шуму, вібрацій, зазорів і т.д.) чи в стендових умовах (діагностування вузлів і деталей двигуна щодо їх теплонапруженості, зносу і тощо).

Саме таке діагностичне обслуговування відіграє велику роль при доводочних випробуваннях створюваних перспективних двигунів.

Якість доводочних робіт у значній мірі залежить від режимів випробувань й діагностування та їх відповідності реальній експлуатації двигуна НТМ.

Постає проблема моделювання режимів діагностування, реалізація якої складна, оскільки треба відтворити різні види дорожніх покрить, комплекси підйомів малої та великої крутизни, продольний та поперечний крени, екстремальні кліматичні фактори тощо.

Ця проблема вирішуватиметься, якщо задіяти сучасний натурний полігон з набором випробувальних шляхів, діагностичними станціями і лабораторіями, відповідними моторними стендами.

Треба забезпечити діагностування партії досвідних двигунів, причому не тільки на усталених, але й на неусталених режимах, тобто діагностувати перехідні процеси.

Центральне місце займають станції діагностування, під якими розуміють відповідно оснащені вимірювальні комплекси для визначення технічного стану НТМ та двигунів у їх складі.

До обладнання діагностичних станцій ставляться такі основні вимоги:

- універсальність;
- придатність для перевірки різних НЗМ та двигунів до них;
- механізація та автоматизація окремих процесів контролю з метою прискорення перевірок;
- скорочення трудомісткості вимірювань;

- достовірність та чутливість приладів;
- простота та доступність приладів для обслуговуючого персоналу;
- мінімальний час на підключення приладів і виконання контрольдіагностичних операцій;
- зручність та безпека проведення діагностування;
- забезпечення контролю технічного стану двигуна, його систем та агрегатів при роботі об'єкта або при його зупинці на режимах, які відрізняються від робочих.

Наприклад, якщо контролюється непрацюючий двигун в об'єкті чи на стенді (моторному), на вхід треба подати конкретний випробувальний сигнал. Порівнюючи сигнал реалізації з контрольним, можна оцінити технічний стан двигуна, який діагностують. Так, показчики температури води у системі охолодження чи тиску масла у системі змащення перевіряють, пропускаючи крізь них струм визначеної сили.

Необхідно, щоб обладнання станцій діагностування було більш надійним, ніж двигуни, які перевіряються, передбачало самоперевірку (чи самодіагностування) найбільш складних приладів у процесі доводочних випробувань. Рівень сучасної науки і техніки дає можливість створювати автоматичні системи контролю та діагностування, що дозволяють скоротити час (термін) перевірки, зменшити чисельність обслуговуючого персоналу, знизити його кваліфікаційний статус, зменшити вартість обладнання, забезпечити умови й реалізацію заходів прогнозування надійності двигунів, його систем, агрегатів, вузлів у складі об'єкта.

Дуже важливо при діагностуванні розробити раціональну технологію перевірки технічного стану двигуна НТМ. Це – оптимальний вибір контрольованих параметрів та доцільна послідовність їх перевірки з урахуванням можливості одночасного контролю окремих чи комплексів параметрів. Оцінювати технічний стан слід за критерієм: "годиться – не годиться – годиться" або за більш досконалим критерієм: "нижче – годиться – вище".

Таким чином, специфічна проблема діагностування ДВЗ виявляється в тому, що це, власне, є комплекс проблем створення, передачі, приймання й переробки інформації щодо двигуна. Тому питання, що виникають з спецрозділів теорій механізмів і машин, коливань, зносу і тертя в прикладенні до ДВЗ слід розглядати з інформаційної точки зору з використанням термінології, яку вживають у кібернетиці й теорії зв'язку.

Вирішення означеного комплексу проблем дозволяє вдосконалювати методи та засоби технічної діагностики, що є одним з ефективних методів підвищення фізичної і параметричної надійності двигунів НТМ на стадії їх розробки і доводки.

Структура будь-якого функціонуючого двигуна може бути охарактеризована сукупністю змінних параметрів стану X_1, X_2,..., X_n, які залежать від конструктивних, технологічних факторів, ступеня зносу та руйнування деталей при тривалому доводочному випробуванні й подальшій експлуатації. Параметри вихідних процесів для системи функції можна (і треба) розглядати як функції стану $S_i = S_i(X_1, X_2,..., X_n)$.

При доводці двигунів НТМ можна відрізняти три класи функцій стану:

- за критерієм ефективності;
- за моторесурсом двигуна (системи, агрегати);
- за параметром діагностичного сигналу.

Критерій ефективності даного двигуна характеризує його здатність виконувати визначену роботу і кількісно ідентифікується коефіцієнтом корисної дії, потужністю, питомою втратою палива, продуктивністю, токсичністю тощо. За цими функціональними параметрами, які піддаються безпосередньому вимірюванню, здійснюється перший етап діагностування та доводки.

Моторесурс двигуна та його елементів (запас надійності, остаточний ресурс) визначається за зміною критичних значень $X_i^к$ одного або кількох параметрів X_i. Якщо значення хоча б одного параметра перевищує критичне (наприклад, ресурс комплекту ущільнювальних поршневих кілець), то моторесурс двигуна дорівнює нулю на даному етапі доведення двигуна в цілому. Різниця цих параметрів ($X_i^к - X_i$) характеризує остаточний ресурс двигуна (елемента) та його стан. Наприклад, стан ДВЗ можна оцінювати за зносом циліндрів. При зносі у 0,25...0,30 мм (якщо такий рівень зносу вважається критичним) двигун можна вважати таким, що вичерпав свій моторесурс. Аналогічно можна оцінювати ресурс за сумарними витратам палива чи масла.

Параметрами діагностичного сигналу можуть бути рівень випромінюваного шуму, температура в різних зонах двигуна та інші діагностичні сигнали, які визначають повну їхню сукупність. Саме тому важливе місце

в діагностуванні та доводці двигунів займає акустична й вібраційна діагностики. Пружні коливання матеріалу, що виникають в результаті зіткнення деталей, поєднаних у кінематичні пари, містять та надають корисну інформацію щодо стану пар та їхніх навантажень, що виникають.

При значній кількості діагностичних параметрів (наприклад, в двигунах їх біля 100) аналіз систем, які характеризують двигун, стає дуже громіздким через велику кількість рівнянь математичної фізики. Для його спрощення двигун можна розділити на окремі вузли чи інші елементи (системи тощо) та для кожного з них складати рівняння для алгоритму діагностування. Мінімальна сумарна кількість таких рівнянь буде тоді, коли будь-який параметр стану X_i можна буде виразити через один параметр сигналу S_i: $X_i = X_i(S_i)$; слід враховувати і те, що будь-яке вимірювання пов'язане з абсолютною ΔS_i або відносною похибкою $\delta_i = \Delta S_i / S_i$. Такі похибки слід розглядати як перешкоди, що викривляють сигнал.

Необхідно мати на увазі, що відносна похибка діагнозу буде зменшуватися із збільшенням кількості вимірювань сигналу, оскільки $\delta_i = 1/\sqrt{n}$. Для цього, наприклад, при акустичній діагностиці можна збільшувати тривалість сигналу або розширювати діапазон частот його у розумних межах.

На останніх моделях двигунів НТМ встановлені електронні системи керування двигунами з розподіленим вприскуванням палива. Вважається, що перспективні модифікації цих дизелів будуть мати комп'ютерні системи керування (КСК ДВЗ). У томі даної серії підручників, присвяченому КСК ДВЗ, розглянуто окремо методи діагностування й самодіагностування елементів електронних систем керування, в тому числі двигунів військової техніки. Зрозуміло, що діагностичні системи, вбудовані у КСК ДВЗ, надають суттєві переваги діагностуванню при доводочних випробуваннях перспективних двигунів НТМ.

У даному розділі цього підручника основна увага приділятиметься основам діагностування двигунів НТМ за їх загальним станом, за вібраціями та шумами, за енергетичними показниками й складом картерного масла. У кінці розділу розглянуто системи діагностування двигунів нового покоління у складі КСК ДВЗ.

Саме такі моделі діагностування є найбільш ефективними при тривалих доводочних випробуваннях.

5.4.2. Модель діагностування за загальним станом

При доводці (як і при експлуатації) двигунів НТМ зустрічаються різні види параметричних відмов:

- падіння агрегатної і циліндрової потужностей;
- підвищена витрата палива;
- підвищена витрата масла;
- збільшення токсидів у відпрацьованих газах (викидах);
- поява посилених стуків та вібрацій тощо.

Якщо двигун не розвиває повної (паспортної) потужності, це свідчить про недостатню компресію у циліндрах, перегрів й переохолодження двигуна, пошкодження агрегатів системи паливоподачі, розрегулювання її агрегатів, пошкодження системи живлення тощо.

Підвищена витрата палива стається при зносі поршневих кілець, поршнів, циліндрів порушення регулювань двигуна та приладів відповідних систем, наявності смолистих відкладень у системі живлення й нагару на деталях форсунок, КЗ, порушенні регулювань зазорів у газорозподільних механізмах і т.д.

Стуки в двигуні прослуховуються при зносі корінних і шатунних підшипників, поршневих пальців і втулок, збільшенні зазорів між клапанами й штовхачами, поломках пружин клапанів, виникненні детонації у КЗ. Такі стуки супроводжуються зростанням амплітуд, швидкостей, прискорень вібрацій стінок гільз циліндрів, блоків циліндрів тощо.

З табл. 5.2 бачимо, що із загальної кількості несправностей двигуна більша частина припадає на системи живлення, повітропостачання, циліндропоршневу групу, кривошипно-шатунний механізм (на них припадає майже 70 % всіх відмов двигуна). На усунення дефектів означених систем і механізмів двигунів НТМ витрачається найбільший відсоток трудових витрат.

Виходячи з цих даних, головну увагу слід приділяти розробці методів діагностування й приладів, що дозволяють швидко визначати не тільки технічний стан вказаних систем і механізмів, а й *загальний технічний стан двигунів НТМ*, оскільки імовірність змін загального стану двигуна (його параметричної надійності) практично визначається імовірністю змін технічного стану саме цих систем і механізмів, що підтверджено табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Розподілення дефектів та обсягів робіт по елементах двигуна

Системи, механізми	Розподілення дефектів, %	Розподілення трудомісткості, %
Циліндропоршнева група	13	23
Кривошипно-шатунний механізм	12	17
Газорозподільний механізм	7	7
Система повітропостачання	15	10
Система повітроочищення	10	10
Система живлення	31	25
Система охолодження	8	4
Система змащення	4	4

Процес діагностування двигуна НТМ як будь-якої складної системи має три етапи:

- контроль функціонування двигуна чи його системи (вузла, агрегата) в об’єктових умовах;
- загальне діагностування двигуна чи діагностування його системи (вузла, агрегата) в тих же умовах;
- пошук дефектів за даними діагностування та розробка й обґрунтування шляхів усунення дефектів засобами доводочних операцій.

Контроль функціонування виконується з метою встановити факт виконання двигуном (і об’єктом) основних функцій без їхньої кількісної оцінки та зводиться до пуску, прогріванню двигуна, його випробуванню на різних навантажувально-швидкісних режимах. *Загальне діагностування* призначено для кількісної оцінки показників параметричної надійності двигуна за допомогою спеціальних засобів діагностування. *Пошук дефектів* необхідний для локалізації дефекту елемента двигуна, що відмовив, й визначення причин виникнення відмови.

Процес діагностування, направлений від загального діагностування до локалізації дефекту, розробляється на базі структурної схеми двигуна НТМ.

Остання будується за різними ознаками (рис. 5.7), тому алгоритми пошуку дефектів також відрізняються. Найкращим вважається алгоритм, що дозволяє локалізувати дефект із меншою кількістю перевірок та меншою трудомісткістю.

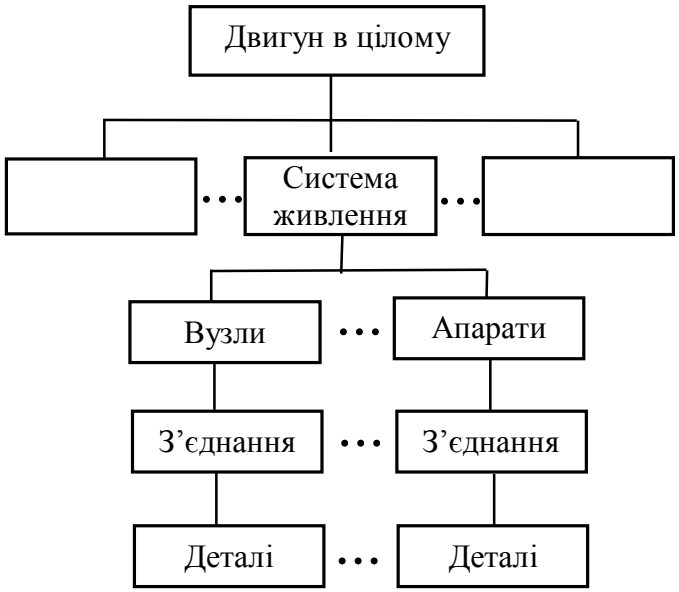


Рисунок 5.7 – Структурна функціональна схема та рівні діагностування дизеля НТМ

Вище показано, що загальний стан двигуна оцінюється за зміною потужності, витратою палива і рівнем шуму.

Звичайно потужнісні якості двигуна визначаються зовнішньою (швидкісною) характеристикою, що вказує зміну потужності залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна при повному або частковому положенні рейки ПНВТ.

Діагностувати технічний стан двигуна можна за максимальною потужністю двигуна при конкретній частоті обертання колінчастого вала.

Максимальна потужність $N_{e\max}$ двигуна завжди менша потужності, яка гарантується заводом-виготовником, в середньому на 5 %. Як показує практика використання двигунів в об'єктових умовах НТМ, залежно від технічного стану двигуна його фактична потужність $N_{e\text{факт}}$ у процесі навіть нормальної експлуатації може знижуватися у середньому на 10...15 %, а в окремих випадках на 20...25 %.

Частка потужності втрачається у агрегатах трансмісії, причому те, що втрачається в трансмісії, дорівнює різниці між потужністю двигуна $N_{\text{дв}}$ і потужністю $N_{\text{ход}}$, підведеною до ходової частини об'єкта. Ці втрати потужності оцінюються механічним ККД трансмісії, який не є постійною величиною (він залежить від терміну доводочних випробувань двигуна на об'єкті).

Таким чином, потужність, підведена до ходової частини об'єкта, менше максимальної потужності двигуна ($N_{\text{ход}} < N_{\text{дв}}$). Саме таку потужність і слід враховувати при діагностуванні технічного стану двигунів. Треба також (як відмічалося вище) уточнювати реальну потужність двигуна НТМ

при його діагностуванні за рахунок відбирання частки потужності на об'єктові потреби.

Найбільш повно загальний технічний стан двигуна можна оцінити, побудувавши за результатами діагностичних доводочних випробувань криві зміни потужності залежно від частоти обертання колінчастого вала. Однак з метою зниження трудомісткості діагностичних (і доводочних) робіт на практиці цілком достатньо оцінювати стан двигуна за потужністю, яку він розвиває при визначеній частоті обертання.

Логічно діагностувати двигун при максимальній частоті обертання колінвала, оскільки у такому випадку автоматично перевіряється справність обмежувача максимальних обертів системи паливоподачі.

Якщо потрібну потужність двигун видає при частоті обертання більшій за n_{max}, коли вступає в дію обмежувач частоти, то це свідчить не тільки про несправність обмежувача, але й про незадовільний загальний технічний стан двигуна.

Для діагностичного випробування на максимальну потужність найкращі результати можна отримати на спеціальних стендах із динамічними навантажувальними пристроями. Для двигунів НТМ кожний такий стенд розробляється індивідуально з урахуванням дуже складної конструкції імітаторів перемінної взаємодії ходової частини танка, БМП та ін. з двигуном (з одного боку) та із шляхом пересування НТМ. Такий підхід може переускладнити діагностувально-доводочні випробування двигуна у складі об'єкта.

Ось чому, як правило, для випробувань двигунів в об'єктових умовах застосовують безгальмівні методи діагностування двигунів. Сутність таких, значно простіших, методів на усталених режимах, характеризується тим, що як навантаження використовують сили, які виникають при виключенні циліндрів (створенні додаткових опорів). Так, у чотирициліндровому двигуні кожний циліндр, що працює, навантажується силами, які виникають при виключенні решти (трьох). На такому режимі двигун працює достатньо усталено з повною подачею палива при частотах дещо нижчих за номінальне значення.

В експлуатаційних (об'єктових) умовах вимірюється максимальна частота обертання при роботі на кожному циліндрі. За максимальною частотою обертання визначається потужність кожного циліндра.

Однак використання розглянутого методу не дозволяє провести необхідні вимірювання у двигунів, які працюють на неусталених режимах. Неможливо врахувати також дійсну потужність механічних витрат двигуна.

Більш досконалими є методи безгальмівного визначення потужнісних показників двигунів в, яких використовують динамічні режими.

У СибВІМ розроблено метод і конструкцію приладу IMD-2 для вимірювання ефективної потужності дизелів у безгальмівному режимі по прискоренню колінчастого вала. Потужність двигуна визначається методом повного чи часткового виключення вибігу при одночасному відключенні всіх циліндрів або всіх циліндрів, крім одного, потужність якого вимірюється.

При вказаному методі

$$N_e = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n}{9500} = \frac{I \cdot n}{9500} \cdot \frac{d\omega}{dt},$$

де N_e – потужність двигуна, кВт; I – зведений момент інерції всіх рухомих елементів двигуна до осі колінчастого вала; $\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення колінчастого вала двигуна; n – частота обертання колінвала.

Кутове прискорення та оберти вала двигуна вимірюються транзисторним пристроєм. Момент інерції для даного двигуна – велична незмінювана. Потужність визначається миттєво та фіксується на стрілочному приладі, шкалу якого відградуйовано у кіловатах.

Від загального технічного стану двигуна суттєво залежить і витрата палива, яка помітно зростає при збільшенні пропускної здатності розпилювачів, заїданні механізму газорозподілу, порушенні герметичності впускного тракту після компресора наддуву, порушенні регулювань кута випередження вприску палива, несправності автомата випередження цього кута, зносі поршневих кілець та юбки поршня тощо.

Витрата палива суттєво залежить і від стану ходової частини об’єкта. В окремих випадках зміна легкості ходу об’єкта у значних межах може змінити витрату палива на десятки відсотків. Тому перед діагностуванням систем двигуна, які визначають його паливну економічність (система па-

ливоподачі, повітропостачання, змащення), необхідно переконатися у справності ходової частини об'єкта.

5.4.3. Модель діагностування за вібраціями та рівнем шумів

Щодо технічного стану двигуна можна судити й за загальним рівнем шумів.

Шуми у працюючому двигуні НТМ виникають внаслідок стуків корінних і шатунних підшипників, поршневих пальців, вібрації клапанів, коливання розподільного вала й кулачків від імпульсів крутних коливань колінчастого вала, коливань газів у впускному та випускному трубопроводах, співударів різних деталей, тертя у рухомих з'єднаннях.

У загальному шумі, який обумовлений комплексом звуків, що постійно змінюються за амплітудою та частотою, можна виділити два характерних рівня пружних звукових коливань: макроскопічний і мікроскопічний.

Макроскопічний рівень обумовлений імпульсами значної сили, що виникають при роботі двигуна (спалахування у циліндрах двигуна; удари клапанів при посадці на сідло; удари зубців шестерень при вході чи виході їх із зачеплення; удари роликів об хвилі бігової доріжки обойм підшипників і т.д.). При значних зазорах між деталями імпульсні сили виявляють характер ударів. Це збуджує власні коливання окремих деталей, які модульовані примушеними коливаннями.

Поява мікроскопічних імпульсів пов'язана з дискретною природою сил тертя. Поверхня будь-якої деталі завжди неоднорідна, шершава. Її структура залежить не тільки від способу обробки, але і від характеру тривалого зносу. Флуктуації сили тертя досить великі, вони збуджують на поверхні матеріалу пружні коливання, які накладаються на регулярний сигнал у вигляді шумового фону.

Вібраціями (лат. vibration – коливання, тремтіння) звичайно називають коливальні процеси у механічних системах. Кінетична енергія деталей, що співударяються, переходить в енергію пружної деформації, котра й викликає пружні коливання матеріалів в широкому спектрі амплітуд, частот, прискорень (основних характеристик вібрацій). Коливання (вібрації) багатьох деталей створюють значне звукове поле.

Звуком називають механічні хвилі в різних середовищах з частотою

коливань від 16 до 20000 Гц, які сприймаються вухом людини. Хвилі з меншими (інфразвуки) й більшими (ультразвуки) частотами хвиль вухом людини не сприймаються. Звичайно під звуком розуміють пружні хвилі у повітрі. Параметрами звуку є висота, сила, тембр. Звук складається з основного тону (звукові хвилі з найменшою частотою) й обертонів (звукові хвилі більш високої частоти). Висота звуку визначається частотою основного тону. Тембр звуку залежить від кількості частот і амплітуд обертів.

Силою звуку називають кількість енергії, що переноситься звуковою хвилею в одну секунду через площу 1 см^2, яка перпендикулярна до напрямку розповсюдження хвилі. Сила звуку пропорційна квадрату амплітуди коливань частоти середовища або квадрату амплітуди коливального тиску у звуковій хвилі.

Сила звуку змінюється пропорційно енергії удару, а потужність звукового сигналу – пропорційна квадрату звукового тиску або квадрату звукової швидкості.

Швидкість розповсюдження звуку залежить від пружності й густини середовища. Чим нижче частота коливань, тим менше звукові хвилі поглинаються середовищем.

Шум – це сукупність численних звуків, що швидко змінюються за частотою і силою. У багатьох випадках в шумі можна виділити основну (переважаючу) частоту.

Аналітичні дослідження впливу технічного стану двигуна на зміни параметрів вібрації та звуку майже неможливі, оскільки коливальні процеси (хвилі), що виникають, розповсюджуються в різних акустичних середовищах, накладаються один на одного, відбиваються та заломлюються. Тому експериментальному віброакустичному діагностуванню двигуна немає альтернативи.

Нижче розглядаються принципи і методи визначення технічного стану двигуна, його систем, вузлів без їхнього розбирання за параметрами зонального рівня вібрації і шуму.

Віддача енергії коливань (вібрації) від того чи іншого джерела вібрації залежить від механічного опору прилеглих поверхонь та зміни технічного стану окремих деталей та вузлів двигуна. Так, наприклад, шум шестірень, які розповсюджені в агрегатах двигунів, здійснюється внаслідок вібрації зубців і тіла шестірень, яка виникає від співударів та тертя зубців у

місцях зачеплення.

Частота вібрацій залежить від частоти вимушених (частоти зачеплення чи частоти зміни динамічного навантаження) та власних коливань. Частота вимушених коливань, що відповідає кількості контактів зубців у секунду, визначається за формулою $\omega_B = \frac{n \times N}{60}$, де n – кількість обертів шестірні в хвилину, а N – кількість зубців шестірні.

Частота власних коливань звичайно визначається за формулою

$$\omega_{вл} = \frac{\alpha_p}{2\pi}\sqrt{\frac{\kappa}{m}},$$

де α_p – коефіцієнт, який враховує розподілення мас та пружності в системі; κ – жорсткість зубців; m – зведена маса зубчастих коліс.

Аналогічні коливальні процеси відбуваються і в інших деталях та вузлах автомобіля.

Збільшення, наприклад, зазорів у підшипниках викликає підвищення енергії співударів роликів та шариків об бігову доріжку, на якій з'являються вибоїни, надломи та тріщини. Із збільшенням зазору між носком коромисла механізму газорозподілу та стержнем штовхача енергія вібрації та шуму в цій зоні також зростає.

Якщо між двома з'єднаними деталями маємо максимальний зазор δ_0, а відносне переміщення відбувається за законом $\delta = \delta_0 \cdot \sin\omega t$, то прискорення вібрації

$$\ddot{\delta} = -\delta_0 \times \omega \times \sin\omega t.$$

Кінетична енергія вібрації в загальному вигляді

$$E = \frac{mV^2}{2} = m \times \ddot{\delta} \times \delta = P \times \delta,$$

тобто енергія пропорційна масі та прискоренню (силі P) а також зазору між деталями δ.

Звичайно частота вібрації пропорційна обертам двигуна чи його агрегата. В такому разі амплітуда прискорення при незмінних обертах пропорційна величині зазору δ_0.

Таким чином, енергія вібрації, яка пропорційна зазору і квадрату частоти коливань, може бути визначена за допомогою приладів, що реєстру-

ють прискорення вібрації.

При віброметричній діагностиці важливе значення має правильний вибір датчиків (приладів) для вимірювання прискорень вібрацій окремих деталей та вузлів. Точність вимірів визначається співвідношенням частот власних коливань вимірюваного елемента двигуна та власне датчика. Оскільки частоти власних коливань конкретних деталей залежать від їхньої конструкції (маси й жорсткості пружних елементів), то один і той же датчик (прилад) може давати різні показання при установленні його в різних місцях конкретного елемента двигуна.

На прикладі механічних інерційних приладів розглянемо методику вибору та використання вимірювальних приладів для віброметричної діагностики технічного стану двигунів НТМ. Теорія інерційних приладів може застосовуватися й при розгляді електрифікованих чи електромеханічних систем.

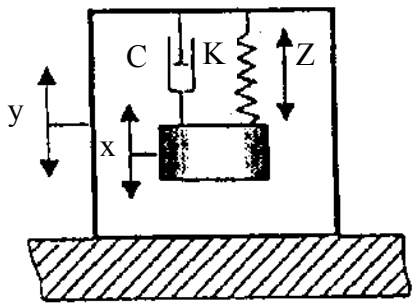


Рисунок 5.8 – Схема механічного віброметричного діагностичного приладу

Схема приладу, чутливим елементом якого є пружна система, що складається з ваги й пружини, показана на рис. 5.8.

Якщо жорсткість пружини k, коефіцієнт затухання c, відносні переміщення ваги z, переміщення корпуса приладу y, то диференціальне рівняння руху ваги масою т матиме вигляд

$$\ddot{z} + 2h \times \dot{z} + \omega_0^2 \times z = -\ddot{y},$$

де $\omega_0^2 = \dfrac{k}{m}$ та $2h = \dfrac{c}{m}$.

Якщо на прилад діє збурююча сила, яка змінюється за синусоїдальним чи близьким до нього законом, що можна виразити рівнянням

$y = a \times \sin\omega t$, то диференціальне рівняння записуємо так:

$$\ddot{z} + 2h \times \dot{z} + \omega_0^2 \times z = a \times \omega^2 \times \sin \omega t.$$

За відсутності затухання (2h=0) вирішення останнього рівняння остаточно має вигляд:

$$z = z_1 + z_2 = A \times \sin(\omega_0 \times t + \alpha_x) + \frac{z_{ст}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \times \sin \omega t,$$

де $A = \sqrt{x_0^2 + \frac{\dot{x}_0^2}{\omega_0^2}}$; $\alpha_x = arctg \frac{x_0}{\dot{x}_0}\omega$; $z_{ст}$ – деформація пружини під діянням постійного навантаження P.

Перший член цієї формули означає власні коливання ваги з частотою ω_0, а другий – вимушені з частотою коливання вимірюваного елемента двигуна.

Розглянемо вираз

$$z_2 = \frac{z_{ст}}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2} \sin \omega t.$$

Оскільки

$$\frac{z_2}{z_{ст}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2} \times \sin \omega t,$$

можна вважати, що $z_2 / z_{ст}$ – синусоїда з амплітудою $\frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2}$ sin ωt, яка залежить від співвідношення власної частоти чутливого елемента приладу ω_B й частоти вимушених коливань ω.

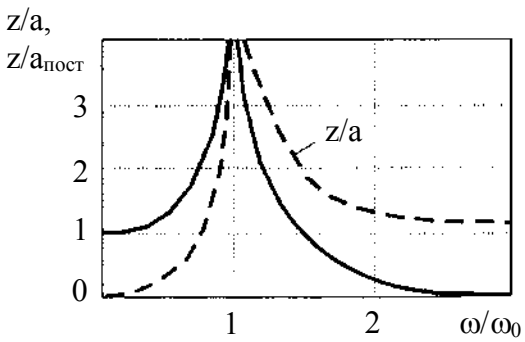


Рисунок 5.9 – Зміна відношень z/a та $z_2/z_{ст}$ залежно від співвідношення частот

На рис. 5.9 показана зміна $z_2 / z_{ст}$ залежно від відношення ω/ω_0. При $\omega/\omega_0 < 1$ амплітуди позитивні. При $\omega/\omega_0 = 1$ має місце резонанс. При $\omega/\omega_0 > 1$амплітуда буде негативною, що свідчить про те, що сила й рух – у протилежних фазах. При $\omega/\omega_0 >> 1$ амплітуди

дуже малі. При цьому сила, яка діє на корпус вимірювального приладу, так часто змінює свій напрямок, що вага не встигає прямувати за цією силою.

У випадку, коли сила P пропорційна ω^2, то після зникнення власних коливань переміщення ваги відносно корпуса приладу

$$z = \frac{\frac{m \times \omega^2 \times a}{k}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} = a \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2},$$

де a – амплітуда руху вимірюваного елемента двигуна НТМ.

Таким чином,

$$\frac{z}{a} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}.$$

Якщо вважати $\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = 0$, то і z = 0. Це означає, що вимірюваний елемент коливається дуже повільно або зовсім не коливається.

При $\omega/\omega_0 >> 1$ z=a. Корпус приладу при цьому коливається дуже швидко, і вага чутливого елемента приладу не встигає прямувати за його рухом.

На рис. 5.9 пунктирною лінією показана зміна відношення z/a залежно від ω/ω_0. Така залежність дозволяє пояснити функціонування приладів, призначених для реєстрації переміщень та прискорень.

Якщо частота збурюючої сили значно перевищує власну частоту, то z=a. Це означає, що амплітуда, яка реєструється, дорівнює амплітуді дійсного руху. Якщо частота збурюючої сили значно менше власної частоти приладу, тобто коли $\omega/\omega_0 << 1$, можна вважати, що $z/a = (\omega/\omega_0)^2$ та $z = a \times \frac{1}{\omega_0^2}\omega^2$. Оскільки $y = a \times \sin\omega t$, $\ddot{y} = -a \times \omega^2 \times \sin\omega t$, можна стверджувати, що величина переміщення z при $\omega/\omega_0 << 1$ пропорційна прискоренню та змінюється за законом параболи. Величину $1/\omega_0^2$ називають постійною приладу.

На рис. 5.9 ліва ділянка пунктирної кривої відповідає прискоренню при різних частотах. Для підвищення точності показань приладів, призначених для вимірювання прискорень, необхідно збільшувати частоту власних коливань. Власна частота датчика має перевищувати вимірювану частоту у 4..5 разів. Це обов'язкова умова усунення динамічних пошкоджень.

Наявність коливань з більш високою частотою в порівнянні з основною частотою при визначенні переміщень сприяє підвищенню точності, а при вимірюванні прискорень веде до значних помилок. Особливо небезпечно, коли частоти збігаються та виникає резонанс.

Точність показання приладу для вимірювання прискорень суттєво залежить від величини затухання в системі. На рис. 5.10 показані осцилограми власних затухаючих коливань недемпфірувальних (рис 5.10, а) і демпфірувальних датчиків (рис. 5.10, б) для вимірювання прискорень.

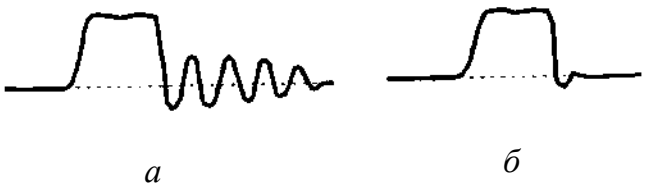


Рисунок 5.10 – Осцилограми власних коливань недемпфірувальних (а) та демпфірувальних датчиків прискорень (б)

Якщо демпфірування відсутнє, можна визначати прискорення коливань приблизно у десять разів меншої частоти та такі, що плавно змінюються. При різкій зміні прискорень будуть виникати власні коливання й запис результатів буде дуже спотворюватися.

Диференціальне рівняння з урахуванням затухання, яке змінюється пропорційно першому ступеню швидкості руху системи, має таке розв'язання:

$$z = z_1 + z_2 = A \times e^{-ht} \times \sin\left(\sqrt{\omega_0^2 - h^2} + \varphi\right) + \frac{a\,\omega^2}{\sqrt{\left(\omega_0^2 - \omega^2\right) + 4h^2\omega^2}} \times \sin\left(\omega t + \varphi\right),$$

де ω – частота коливань при наявності затухання, яка залежить від частоти власних коливань ω_0 та коефіцієнта зведеного затухання $\sqrt{\omega_0^2 - h^2}$; φ – кут зсуву фаз, який визначається за рівнянням

$$\varphi = \mathrm{arctg}\frac{2h - \omega}{\omega_0^2 - \omega^2}.$$

Негативний показник ступеня (-ht) свідчить про те, що навіть при малих значеннях h коливання швидко затухають.

Після зникнення власних коливань чутливий елемент приладу буде переміщуватися за законом

$$z = \frac{a\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(2h\frac{\omega}{\omega_0}\right)\right]^2}} \times \sin(\omega t + \varphi).$$

Якщо позначити ω/ω_0 через λ_ω та h/ω_0 через φ, тоді відношення амплітуди вимушених коливань ваги (відносно вимірюваного елемента двигуна) до амплітуди його руху

$$\frac{z}{a} = \frac{\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + 4\varphi^2 \times \lambda^2}}.$$

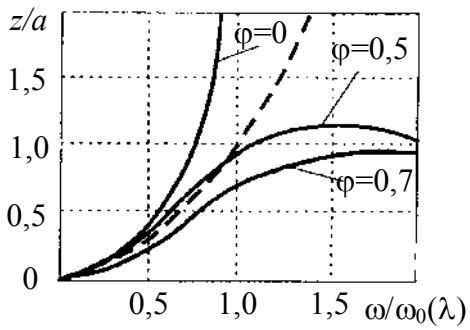


Рисунок 5.11 – Зміни відношення амплітуди вимушених коливань ваги до амплітуди руху елемента двигуна залежно від співвідношення частот та різних затухань

На рис. 5.11 наведено криві, побудовані за останнім рівнянням.

Вони показують зміни відношення z/a у залежності від співвідношення частот вимушених та власних коливань при різних значеннях затухання.

Якщо затухання відсутнє ($\varphi = 0$), крива близька до параболи (пунктирна лінія) при ω/ω_0, дорівнює 0...0,10. При φ = 0,5... 0,7 криві розташовані вельми близько до параболи із збільшенням відношення ω/ω_0 до 0,5...0,75. В такому разі акселерометр запише прискорення без особливої похибки.

Якщо знаменник передостаннього рівняння дорівнює одиниці, то $z = a(\omega/\omega_0)^2 = \frac{1}{\omega_0^2} \times a \cdot \omega^2$ і у такому випадку z виражає прискорення у масштабі $1/\omega_0^2$. Знаменник дорівнюватиме одиниці при зміні λ у межах від 0 до 0,1 при будь-яких значеннях φ.

При подальшому збільшенні λ від 0,5 до 1,0 близько до одиниці розташовані криві, що відповідають φ = 0,5...0,7.

Крім амплітудних похибок, датчик показує властиві й фазові похибки, які визначаються кутом зсуву фаз φ. Кут зсуву фаз, як пояснювалося вище, обчислюється за формулою

$$\varphi = arctg\frac{2h \cdot \omega}{\omega_0^2 - \omega^2} = arctg\frac{2\varphi \cdot \lambda}{1 - \lambda^2}.$$

Результати вимірювань не будуть спотворюватися при будь-якому значенні відношення ω/ω_0 тільки у тому разі, якщо $\varphi = 0$, тобто коли затухання відсутнє. За наявності затухання ($\varphi > 0$) буде спостерігатися зсув записаної кривої по осі часу щодо дійсної кривої. Зсув фаз зростає із збільшенням φ. При φ = 0,5...1,0 криві близькі до прямих ліній. Це дає підстави вважати, що при таких значеннях (рівнях) затухання криві, зареєстровані пристроєм, за формою будуть близькі до дійсних кривих коливань. Зсув кривої прискорень по осі часу має важливе значення при одночасному запису прискорень із швидкістю або переміщенням. Розбіжність запису по фазі може викликати суттєві похибки при аналізі коливальних процесів, що виникають.

Так, наприклад, при φ = 0,7 та λ = 0,5 кут зсуву фаз складає приблизно 44° (12,2 % від повного періоду коливань). Якщо період коливань дорівнює 0,5 с, то зсув кривої по осі часу складає приблизно 0,06 с. При швидкості подачі паперу 0,5 м/с один період запишеться на довжині 25 см та буде зсунутий більше, ніж на 3 см. При індивідуальному запису прискорень зсув кривої по осі часу значення не має.

Виконаний вище короткий теоретичний аналіз роботи приладів, призначених для вимірювання прискорень коливань (вібрацій), дає можливість правильно підійти до вибору датчиків при віброакустичній діагностиці двигунів НТМ під час доводочних випробувань.

Необхідно мати на увазі, що із збільшенням частоти власних коливань рухомих елементів датчика зменшується чутливість його до прискорень. У кожному конкретному випадку слід вибирати найбільш сприятливу частоту власних коливань, що забезпечуватиме достатні чутливість датчика та його точність. Не можна одночасно збільшувати власну частоту датчика і чутливість до прискорень.

Одним з параметрів, які характеризують технічний стан двигуна, може вимірюватися загальна потужність звукових коливань. Однак для того, аби суттєво змінилася потужність шуму в двигуні, мають відбутися значні зміни саме в стані основних вузлів і деталей. Тому акустична потужність являє собою досить приблизну характеристику технічного стану двигуна і не може бути ефективною для доводочних робіт дизеля в об'єктових умовах, оскільки за силою шуму можна судити про стан всіх агрегатів автомобіля, але не можна визначити стан окремих (конкретних) його деталей.

Задачу акустичного діагностування можна було б легко розв'язати, якби корисний сигнал несправностей та шум займали різні інтервали частотного діапазону. Спеціальний прилад допоміг би виявити сигнал і за силою звуку і його частоті визначити технічний стан тієї чи іншої деталі, вузла, системи двигуна. Однак насправді як шум, так і корисний сигнал несправностей займають дуже широкий діапазон частот, тому виділити локальний шумовий сигнал із загального рівня шуму звичайним шляхом не виявляється можливим. Задачу акустичної діагностики можна успішно розв'язати тільки за допомогою теорії статистичної динаміки.

Кожна дефектна деталь випромінює корисний звуковий сигнал. Цей сигнал маскується в шумі інших деталей. Позначимо ці перешкоди (завади) через $S_m(t)$. Таким чином, математично можна працюючий механізм (вузол, систему) з дефектною деталлю зобразити виразом:

$$S/t = S_m(t) + S_n(t),$$

де $S_n(t)$ – корисний звуковий сигнал.

Корисний сигнал є періодичним сигналом, а шумові перешкоди – випадковими процесами.

Тобто задача акустичної діагностики – виділити періодичний сигнал із стаціонарних випадкових перешкод. Таку задачу математично можна розв'язати з допомогою теорії випадкових функцій. Випадковою функцією звуть функцію, яка в результаті експерименту безперервно змінюється й може набувати того чи іншого конкретного попередньо невідомого вигляду. Характеристиками випадкової функції є не числа, а функції.

При зафіксованому часі функція перетворюється у звичайну випадкову величину. Відомо, що випадкові величини характеризуються математичним чеканням (модою, медіаною) та дисперсією. Математичним чекан-

ням випадкової величини називають середнє значення випадкової величини або середньозважену величину, яка зображає суму добутків всіх можливих значень випадкової величини на імовірність цих значень $P_i = M(x) = \sum_{i=1}^{n} x_i \times P_i$. Дисперсія характеризує розсіювання значень випадкової величини біля її математичного чекання. Якщо з дисперсії витягти квадратний корінь, то отримаємо середньоквадратичне відхилення $\sigma(x) = \sqrt{D(x)} = \sqrt{M(x^2)}$.

Випадкова функція також характеризується математичним чеканням й дисперсією. Математичним чеканням випадкової функції називають якусь середню функцію, біля якої по-різному варіюються її конкретні реалізації. Дисперсія випадкової функції характеризує розкидання можливих її реалізацій відносно середнього положення.

Однак для повної характеристики цієї функції таких двох характеристик недостатньо. На рис. 5.12 показані два ряди кривих, у яких математичне чекання й дисперсія приблизно однакові, хоча внутрішня структура кривих зовсім різна.

Так, криві, наведені на рис. 5.12, а, змінюються плавно, поступово, тоді як криві 5.12, б є різко коливальними.

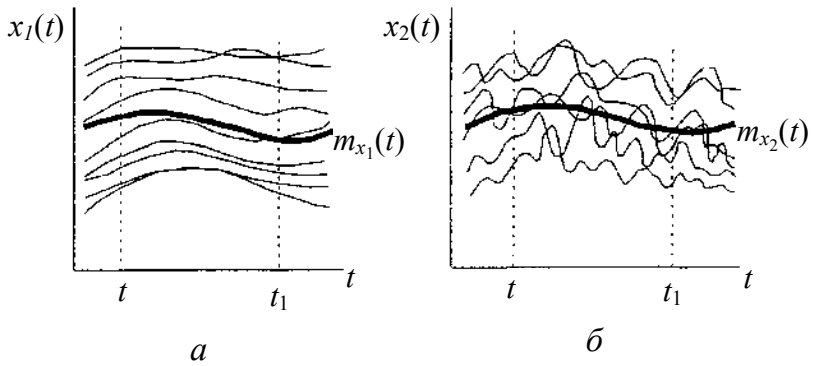


Рисунок 5.12 – Реалізація різних випадкових функцій з однаковим математичним чеканням та дисперсією

Для повної характеристики випадкових функцій використовується кореляційна функція, яка характеризує ступінь залежності між перерізами випадкової функції, що відносяться до різних значень часу t. При достатньо значному інтервалі часу $\tau(t_i - t)$ відхилення ординати випадкової функції від її математичного чекання в момент часу t_i стає практично не залежним від значення цього відхилення в момент часу t.

Кореляційна функція визначає імовірність того, що випадкова функція x(t), маючи у момент t значення x_1, у момент (t + τ) буде мати значення x_2 і характеризує взаємозалежність між x(t + τ) та x(τ).

При малих τ імовірність того, що значення функції x(t + τ) мало відрізняється від значення x(τ), близька до одиниці. При збільшенні τ зв'язок між величинами x(τ) та x(t + τ) послаблюється; вони стають взаємно незалежними, а кореляційна функція прямує до нуля.

Математично кореляційна функція має вигляд

$$R(t) = \frac{1}{T}\int_0^T x(t) \times x(t + \tau) \times dt.$$

Кореляційна функція – парна функція свого аргументу; тому можна записати, що *R(t) = R(–T)*. При *t* = 0 вона дорівнює дисперсії випадкового процесу.

Випадкові функції бувають стаціонарними і нестаціонарними. Стаціонарні функції змінюються за часом однорідно та їхня кореляційна функція залежить не від двох аргументів *t* і t_1, а тільки від різниці між ними. Нестаціонарний процес змінюється у часі.

Статистичні властивості стаціонарних випадкових процесів характеризуються кореляційними функціями R(t), які відображають імовірнісну залежність між значеннями випадкової функції та спектральною щільністю (енергетичним спектром) S(ϑ), яка пропорційна квадрату амплітуди:

$$R(t) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} S(\vartheta) \times e^{i\vartheta t} d\vartheta.$$

Часова *R*(*t*) та частотна *S*(ϑ) функції відображають основні статистичні властивості випадкових процесів.

Кореляційна функція у відображенні Лапласа має вигляд

$$S(\vartheta) = \int_{-\infty}^{\infty} R(t) \times e^{-i\vartheta t}\, dt = \int_{-\infty}^{\infty} R(t) \times \cos(\vartheta t) dt.$$

В загальному вигляді будь-яку кореляційну функцію можна апроксимувати:

$$R(t) = D_q \left\{ \sum_{i=1}^{n} a_i \times e^{-\alpha_i |t|} \times \cos \beta_i t + \sum_{k=n+1}^{m} a_i \times e^{-\alpha_i |t|} \times \sin \beta_i t \right\}.$$

Для практики при апроксимації обмежуються одним членом цієї суми.

Таким чином, кореляційна функція та спектральна щільність випадкового процесу є невипадковими функціями й можуть бути точно відображені математичними залежностями.

Кореляційна функція змішаного процесу, тобто випадкового процесу із замаскованим у ньому періодичним сигналом, зображає суму кореляційних функцій цих складових. Така властивість кореляційної функції дозволяє виявити у загальному шумі двигуна приховану періодичність локального дефектного сигналу при діагностуванні. При збільшенні τ перша складова зникає, друга залишається. Тобто вид кореляційної функції може бути однозначним індикатором несправності того чи іншого елемента двигуна.

На рис. 5.13 наведено криві кореляційних функцій. Наявність великого зазору у з'єднаних деталях або локального дефекту вносить певну впорядкованість у шум двигуна в цілому.

Якщо відомий період коливання T в секундах, можна обчислити частоту періодичних коливань ω в герцах. За частотою коливань й визначається наявність дефектів в окремих деталях двигуна.

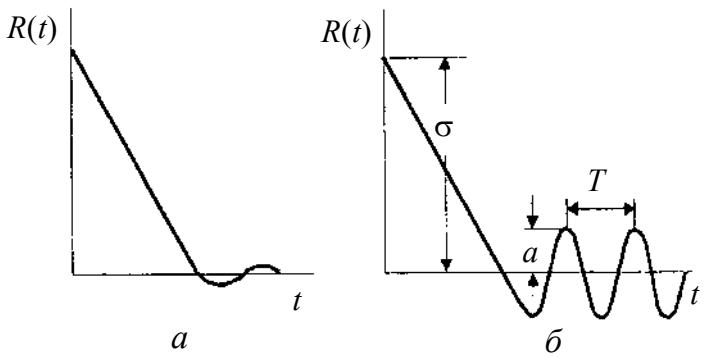


Рисунок 5.13 – Криві кореляційних функцій справного (а) та несправного (б) елемента двигуна

Так, наприклад, якщо є відомою кореляційна функція шуму зубчастої пари редуктора двигуна при обертах шестірні n, частоту періодичного сигналу можна знайти за формулою $\omega = \frac{n \cdot N}{60}$, де N – кількість зношених

зубців шестірні, а n – кількість обертів шестірні у хвилину. Кількість зношених зубців $N = \frac{60}{n \times T}$.

Період коливань T обчислюється безпосередньо за кривою кореляційної функції (приклад наведено на рисунку 5.13, б). Для прискорення й поліпшення якості кореляційних функцій застосовуються спеціальні електронні обчислювальні прилади – корелятори.

Про величину дефекту можна судити з відношення амплітуди періодичних коливань a до величини центрального звукового піку σ (рис. 5.13, б). Збільшення цього відношення безперечно свідчить про погіршення технічного стану діагностованих елементів двигуна у складі об'єкта.

Технічний стан окремих сполучених пар тертя двигуна можна визначити вимірюванням прискорення вібрацій спеціальними п'єзоелектричними датчиками прискорень. Амплітудно-частотні характеристики можна отримати, застосовуючи акустичні спектрометри, які реєструють звукові коливання, у широкому діапазоні частот. Такі характеристики та результати їхнього спектрально-акустичного аналізу мають принципове та важливе значення для діагностики двигунів НТМ, при чому при форсуванні дизелів зростає необхідність використання методів такого аналізу для операцій доводки. Нарешті, для акустичних вимірювань використовуються спеціальні мікрофони з діапазоном частот вимірювань від 5 до 100 кГц.

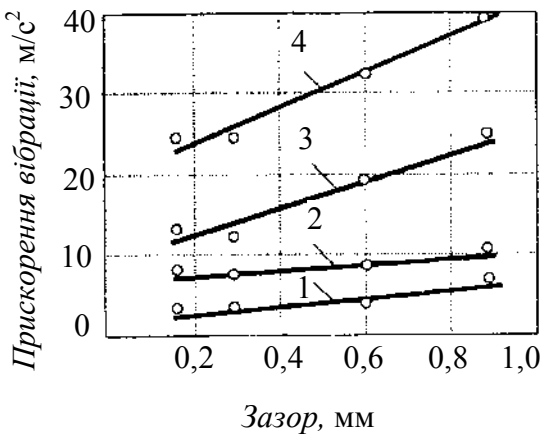


Рисунок 5.14 – Зміна амплітуди коливань залежно від теплового зазору в парі "торець клапана – штовхач (коромисло)" дизеля:
1 – n = 500 хв$^{-1}$; 2 – n = 1000 хв$^{-1}$;
3 – n = 1500 хв$^{-1}$; 4 – n = 2000 хв$^{-1}$

Експериментальні дослідження переконують в тому (рис. 5.14), що при збільшенні теплового зазору між торцем клапана механізму газорозподілу та коромислом (штовхачем) від 0,15 до 0,9 мм загальний рівень прискорень вібрації у форсованому дизелі зростає від 2 до 50 м/с. Прискорення вібрації залежить також від частоти обертання колінчастого вала двигуна, і місця встановлення датчика. По мірі віддалення датчика від зони джерела

вібрації (до 22...23 см) вони зменшуються приблизно на 40 %.

Як бачимо з рис. 5.14, у всіх випадках між прискореннями вібрацій та тепловими зазорами існують прямолінійні залежності. Кут нахилу прямих із збільшенням частоти обертання колінчастого вала зростає.

Таке дослідження амплітудно-частотних характеристик виконувалося за допомогою спектрометра СЗЧ.

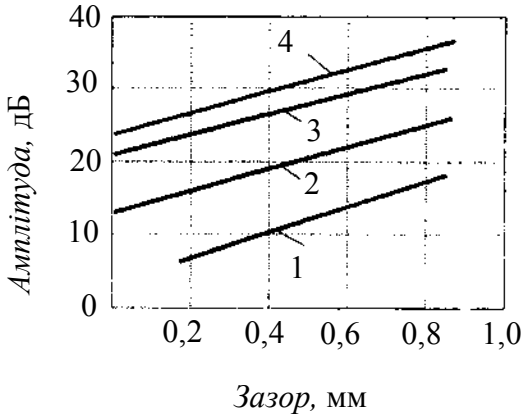


Рисунок 5.15 - Зміна амплітуди коливань залежно від теплового зазору – двох суміжних клапанів:
1 – n = 500 хв$^{-1}$; 2 – n = 1000 хв$^{-1}$;
3 – 1500 хв$^{-1}$; 4 – n = 2000 хв$^{-1}$

На рис. 5.15 показана зміна амплітуд коливань залежно від теплових зазорів у форсованому дизелі при середній частоті 20480 Гц. Аналогічна картина зміни амплітуд отримується і на багатьох інших частотах. Однак така закономірність не завжди виявляється. У ряді випадків при визначених частотах амплітуда коливань із збільшенням теплових зазорів не тільки не зростає, а навіть зменшується.

Акустичними методами можна також оцінити технічний стан й інших сполучень. Наприклад, збільшення зазору у шатунному підшипнику дизельного двигуна супроводжується збільшенням амплітуд звукових коливань у всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала.

При збільшенні зазору і швидкості обертання вала двигуна може зрости приблизно у 3...4 рази частота основних звукових коливань. При нормальному зазорі частота залишається незмінною й дорівнює приблизно 540 Гц. При великих зазорах частота основних коливань підвищується із збільшенням обертів колінвала й сягає 1500...1700 Гц.

5.4.4. Діагностування за енергетичними показниками

Мова піде про діагностування двигунів при доводочних роботах, націлених на оптимізацію показників параметричної надійності, якими перш за все, є енергетичні показники.

Таке діагностування можна здійснювати *за індикаторними показниками* (потужність N_i, ККД, витрата палива питома, які характеризують дійсний робочий цикл двигуна). Можна також запроваджувати діагностування й за *ефективними показниками* роботи двигуна (потужність N_e, механічні витрати $p_{\text{терт.}}$, ККД, витрата палива питома).

Рівні індикаторних показників сучасних двигунів НТМ наведені у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Індикаторні показники дизелів НТМ

Дизелі	p_i, МПа	η_i	b_i, г/(кВт×год)
Чотиритактні з наддувом	0,90...2,15	0,47...0,52	170...180
Двотактні з наддувом	0,95...3,20	0,45...0,52	175...195

Індикаторний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_i = p_i \cdot R \cdot L_0 \cdot T_0/(p_0 \times \eta_\upsilon \cdot H_u),$$

де p_i – середній індикаторний тиск, що визначається за індикаторною діаграмою, МПа;

R – універсальна газова константа, яка дорівнює 8,31 Дж/(моль×К);

L_0 – стехіометрична кількість повітря у суміші на 1 кг палива (для дизельного пального – 0,495 кмоль; для бензину – 0,512 кмоль);

T_0 – температура навколишнього середовища, К;

p_0 – тиск навколишнього середовища, МПа;

η_υ – коефіцієнт наповнення;

H_u – нижча питома теплота згоряння палива, кДж/кг;

α – коефіцієнт надлишку повітря.

Індикаторна потужність визначається за формулою

$$N_i = \frac{p_i \times V_h \times n}{120}, \text{ кВт},$$

де V_h – робочий об’єм циліндрів, л; n – частота обертання колінчастого вала.

При діагностуванні індикаторний ККД визначають за формулою:

$$\eta_i = \frac{N_i \times 3600}{H_u \times G_{\text{год}} \times 1000} = \frac{3600}{H_u \times b_i},$$

відкіля

$$b_i = \frac{3600}{H_u \times \eta_i}.$$

На індикаторний ККД впливають численні конструктивні, регулювальні та експлуатаційні фактори.

Величина η_i зростає при збільшенні ступеня стиску, хоча при дуже великих ступенях стиску за рахунок збільшення відведення теплоти у стінки вона дещо знижується.

При збільшенні діаметра циліндра D у дизелях при оптимальному відношенні S/D (S – хід поршня) за рахунок зменшення відносної поверхні індикаторний ККД підвищується.

У дизелях при застосуванні чавуна і сталі для поршнів і головок циліндрів (КЗ) зменшується період затримки спалахування, що сприяє поліпшенню згоряння та підвищенню η_i.

Індикаторний ККД суттєво підвищується у дизелях при вдосконаленні процесу подачі палива (збільшенні швидкості подачі для скорочення часу вприскування палива, що підвищує η_i ; підвищенні тонкості розпилу за рахунок збільшення тиску вприскування та оптимізації характеристик розпилювача).

Важлива роль у підвищенні η_i належить вибору найвигідніших кутів випередження вприскування палива. Ці кути різні для різних режимів роботи двигунів. Так, найвигідніші кути випередження зменшуються із збільшенням навантаження, оскільки при цьому скорочується період затримки спалахування суміші, зростає швидкість розповсюдження фронту полум’я. Такі кути збільшуються при підвищенні частоти обертання колінчастого вала.

Взагалі, η_i завжди підвищується при інтенсифікації згоряння у КЗ, зниженні теплових втрат до системи охолодження дизеля тощо.

При доводці дизелів НТМ треба виходити із необхідності запровадження наведених вище заходів для підвищення η_i, а також – багатьох інших, що в останні роки пропонуються для поліпшення робочих процесів чотиритактних і двотактних дизелів НТМ. Для оцінок ефективності цих заходів й запроваджуються діагностичні методи щодо енергетичних показників двигунів.

У дизелях, на відміну від двигунів з іскровим запалюванням, величина η_i збільшується із зменшенням навантаження, що пов'язано із зростанням α. При максимальних навантаженнях (форсовані режими) $\alpha \approx 1{,}5$, тому η_i коливається у межах 0,42...0,43. При подальшому зниженні навантаження індикаторний ККД зростає; приблизно при 40...50 % використання потужності η_i сягає максимального значення (0,50...0,52). При малих навантаженнях і більших α (більше 4) η_i помітно зменшується у зв'язку із збільшенням відносних теплових витрат, зниженням тиску згоряння, тощо.

Частка індикаторної потужності витрачається на тертя між деталями двигуна, на приведення в дію різних пристроїв двигуна та на насосні витрати. Якщо визначити таку потужність $N_м$ (потужність механічних витрат), то

$$\boldsymbol{N_e = N_i - N_м; \quad p_e = p_i - p_м,}$$

де $p_м$ – середній тиск механічних витрат.

Механічний ККД двигуна при параметричному його діагностуванні можна обчислювати за формулою:

$$\eta_м = N_e/N_i = p_e/p_i = p_e/(p_e - p_м).$$

Тут середній тиск механічних витрат залежно від середньої швидкості поршня $C_m = S \cdot n/30$ визначають по емпіричній формулі:

$$p_м = a + в \cdot C_m,$$

де a, $в$ – постійні експериментальні коефіцієнти; приблизно для дизелів

$a \approx 45$ кПа; $в \approx 16$ кПа×с×м$^{-1}$.

Можна дещо точніше підрахувати цей середній тиск:

$$p_м = 0{,}09 + 0{,}012\, C_m + 0{,}002(p_e - 0{,}6)\, C_m^2.$$

Ефективні показники сучасних двигунів НТМ наведені у табл. 5.3

Таблиця 5.3 – Ефективні показники дизелів НТМ

Дизелі	p_e, МПа	η_e	b_e, г/(кВт×год)
Чотиритактні з наддувом	0,70...1,95	0,36...0,47	215...240
Двотактні з наддувом	0,75...2,95	0,35...0,45	220...245

Із збільшенням навантаження збільшуються η_i, $\eta_м$ та η_e. На холостому ході $\eta_м = 0$; $\eta_e = 0$. Значення механічного ККД зменшується при збільшенні середньої швидкості поршня. При визначеній частоті та p_e значення η_e може мати максимум.

Знаючи питому ефективну витрату палива, можна знайти ефективний ККД:

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \times b_e}.$$

Механічний ККД визначається відношенням середнього ефективного тиску p_e до середнього індикаторного тиску p_i, тобто

$$\eta_м = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_м}{p_i}.$$

Найбільше значення $\eta_м$ досягає тоді, коли втрати на тертя у двигуні будуть зменшуватися до мінімуму. Але із збільшенням частоти обертання колінчастого вала (швидкості об'єкта) ці втрати зростають, а механічний ККД зменшується.

Оскільки η_i та $p_м$ змінюються із змінами навантаження й частоти обертання, то існують такі робочі режими двигуна, при яких η_e = max, а b_e = min.

При діагностуванні робочого процесу двигуна НТМ, тобто при його діагностуванні за енергетичними показниками, виходять з експериментальних величин: N_e, реальної частоти обертання n, а також годинної витрати палива $G_{год}$.

Оскільки $b_i = G_{год}/N_i$, а $N_i = N_м + N_e$, то

$$\eta_i = \frac{3600(N_м + N_e)}{H_u \times G_{год}}.$$

Треба враховувати, що N_e та b_e треба визначити досить точно при діагностичних випробуваннях. Відповідні методи висвітлено вище.

Невідомою величиною в останньому рівнянні є потужність тертя, кВт, що визначається за формулою

$$N_м = V_h \times p_м \times n/(120 \cdot 10^3).$$

Використовуємо одну із залежностей для визначення $p_м$, кПа, згідно якої:

$$p_м = (a + в \times C_п) = (a + 0{,}33 \times в \times S_п \times n).$$

Потужність тертя (механічних витрат), кВт,

$$N_М = \frac{V_h \cdot n}{120 \cdot 10^3}\left(a + 0{,}033 \cdot b \cdot S_n \cdot n\right) = A_М \cdot n + B_М \cdot n^2,$$

$$де\ A_м = \frac{V_h \cdot a}{120 \cdot 10^3}; \qquad B_м = \frac{0{,}033 \cdot b \cdot V_h \cdot S_n}{120 \cdot 10^3}.$$

Оскільки $N_м$ у декілька разів менша за N_e, то приблизність її визначення несуттєво вплине на величину η_i. При зміні коефіцієнтів $A_м$ та $B_м$, наприклад, на ± 10 %, значення η_i змінюється у середньому тільки на ±(1,0...1,5) %.

Остаточно формулу для діагностичного обчислення індикаторного ККД можна представити у такому вигляді:

$$\eta_i = \frac{3600}{H_u \cdot G_{год}}(A_М \cdot n + B_М \cdot n^2 + N_e).$$

Роблячи висновок, треба підкреслити, що узагальнюючим критерієм технічного стану двигуна НТМ, який виявляється при його параметричному діагностуванні під час доводочних робіт в складі об’єкта чи на стенді, слід обирати ефективний ККД. При цьому частковими критеріями мають призначатися η_i та $\eta_м$.

При доводочному діагностуванні через виникнення різних параметричних відмов в двигуні НТМ η_e може падати на 10...40 %. Основні параметричні відмови, що викликають збільшення витрати палива внаслідок падіння ефективного ККД, наведені в табл. 5.4.

При доводці двигунів НТМ треба враховувати, що η_i в умовах експлуатації можна також підвищити на 5...10 % за рахунок збіднення суміші (підвищення коефіцієнта надлишку повітря) та поліпшення якості приготування робочої суміші “повітря – паливо” при її турбулізації, наприклад. Відпрацювання подібних заходів вимагає ретельного аналізу результатів діагностичного обстеження робочого процесу двигуна, що забезпечуватиме обґрунтований вибір раціональних заходів щодо підвищення η_e двигуна.

Треба звернути увагу на діагностування агрегатів, вузлів, деталей двигуна, які визначають втрати $N_м$. Це пов’язано, по-перше, з тим, що зниження частоти обертання колінчастого вала двигуна дозволяє суттєво поліпшити надійність двигуна (ресурсні показники). По-друге, таке зниження

сприятиме й підвищенню $\eta_м$. Необхідно діагностувати стан пар тертя при тривалих доводочних роботах та витрати потужності двигуна (N_i) на привод агрегатів системи змащення і т. д. Практика засвідчила, що обмеження частоти обертання колінчастого вала дозволяє збільшити $\eta_м$ на 3...5 %; для кожної передачі трансмісії мають бути встановлені верхні границі швидкостей об'єкта.

Таблиця 5.4 – Параметричні відмови, як причини зниження ефективного ККД, що виявляється при діагностуванні двигунів НТМ у складі об'єктів

№ п/п	Найменування параметричних відмов
1	Несправність однієї форсунки
2	Неправильна установка випередження вприску
3	Втрата компресії у циліндрі двигуна
4	Неправильне регулювання зазорів у газорозподільному механізмі
5	Розрегулювання теплового стану двигуна
6	Погіршення змащення ЦПГ
7	Погіршення змащення підшипників колінчастого вала
8	Захаращення впускного тракту
9	Захаращення випускного тракту
10	Втрата гідрощільності прецизійних пар ПА
11	Забиття паливних фільтрів
12	Невідповідність палива паспортним вимогам

Можуть стати в нагоді й пристрої, які дозволяють обирати оптимальні частоту обертання колінчастого вала та інші, тобто такі, що сприяють "економічному" й "надійному" використанню об'єкта. Такі доводочні роботи вимагають вже комплексного діагностування двигуна для аналізу не тільки показників параметричної, але й фізичної надійності двигунів НТМ.

5.4.5. Комп'ютерна діагностика за параметрами картерного масла

Діагностування та прогнозування за його результатами остаточного ресурсу двигунів НТМ є важливим методом підвищення якості та ефективності доводки двигуна на стадії його створення.

Таке діагностування остаточного ресурсу можна здійснювати шляхом спектрального аналізу картерного масла.

Цей метод дозволяє виявляти дефекти у парах тертя, які омиваються маслом, на ранніх етапах їх роботи. Картерне масло двигуна є своєрідним носієм технічної інформації щодо історії роботи двигуна з точки зору зносів окремих деталей.

Вміст продуктів зносу у відпрацьованому маслі можна реєструвати методами визначення заліза в маслі (з використанням фотоколиметричних, полярографічних та феромагнітних способів), методами радіоактивних ізотопів і нейтронної активації, спектрального аналізу.

Найбільш інформативним та найменш трудомістким контролем якості масла є його спектральний аналіз з використанням індикаторів. Основними елементами-індикаторами, які характеризують зміни технічного стану двигунів НТМ, служать:

- залізо (при зносі гільз циліндрів, шийок колінвала, зубців шестірень);
- свинець при зносі вкладишів підшипників);
- хром (при зносі вкритих хромом ущільнювальних поршневих кілець);
- кремній (при попаданні пилу у впускну систему, масло, палива);
- нікель (при зносі нірезистових уставок у кільцях циліндрів, поршнях) тощо.

Взагалі на сучасних спектрометрах можна визначити до 25 різних елементів-індикаторів з відносною чутливістю $10^{-4}...10^{-6}$ %. Для діагностування двигунів НТМ за параметрами відпрацьованого масла застосовуються сучасні спектрометричні прилади типу МФС з електродами, що обертаються. В цих спектрометрах введення проби масла здійснюється дисковим електродом, що, обертаючись, захоплює шар масла (для аналізу) з ванночки та подає його у зону розряду, де й відбувається згоряння продуктів зносу. При високій температурі плазми дугового розряду молекули розпадаються на атоми. Ці атоми продуктів зносу переходять у збуджений стан та випромінюють різної довжини хвилі аналітичних ліній контрольованих хімічних елементів. Такі випромінювання розкладаються у спектр, з якого потім виділяються чутливі спектральні лінії елементів, які визначаються, та прямуються дзеркалами на фотоелементи, причому кожний елемент ви-

промінює індивідуальний спектр. Сила фотоструму, таким чином, пропорційна інтенсивності спектральної лінії та концентрації елементів у пробі.

Методика емісійного спектрального аналізу картерних масел дозволяє за 3...5 хвилин визначити концентрацію заліза, свинцю, міді, нікелю, алюмінію, хрому, кремнію та інших елементів-індикаторів з відносною помилкою 5...20 %, що при порівняльному діагностуванні вважається прийнятим та допустимим.

На рис. 5.16 показана схема багатоканальної фотоелектричної установки МФС-7, в якій використаний метод емісійного спектрального аналізу газу чи пари досліджуваної речовини при нагріванні їх до температури, більшої за 1000 °С. Нагрітий та частково іонізований газ та газ, що проводить електричний струм (плазма), випромінює електромагнітні коливання в оптичному діапазоні спектра хвиль. Кожний хімічний елемент-індикатор має свій визначений лінійний спектр випромінювання. По спектру випромінювання газу можна визначити хімічний склад цього газу та склад проби, яку аналізують.

Спеціальні поліхроматори (спеціальний пристрій із дев'ятнадцятьма вихідними щілинами) відрізняють аналітичні спектральні лінії, реєструють та автоматично обробляють сигнали цих ліній за допомогою фотоелектронних приймачів випромінювання, пристроїв для реєстрації та обчислення. Вхідна щілина, дифракційна решітка (з радіусом кривизни і кількістю штрихів 1800 на 1 мм) та вихідні щілини розташовані на крузі Роуланда.

Інтенсивність аналітичних спектральних ліній та потужність випромінювання одиниці об'єму плазми пов'язані з концентрацією відповідних елементів у пробі, тому установка здатна визначати не тільки якісний склад проб, але й кількісний.

Проба масла, яка аналізується, подається вугільним диском, який обертається у ванночці з маслом. Підставним електродом також служить вугільний стержень, який установлений в штативі. Випромінювання дугового розряду надходить через конденсор на вхідну щілину поліхроматора з увігнутою дифракційною решіткою, яка розкладає випромінювання у спектр. Вихідні щілини поліхроматора виділяють із спектра аналітичні лінії.

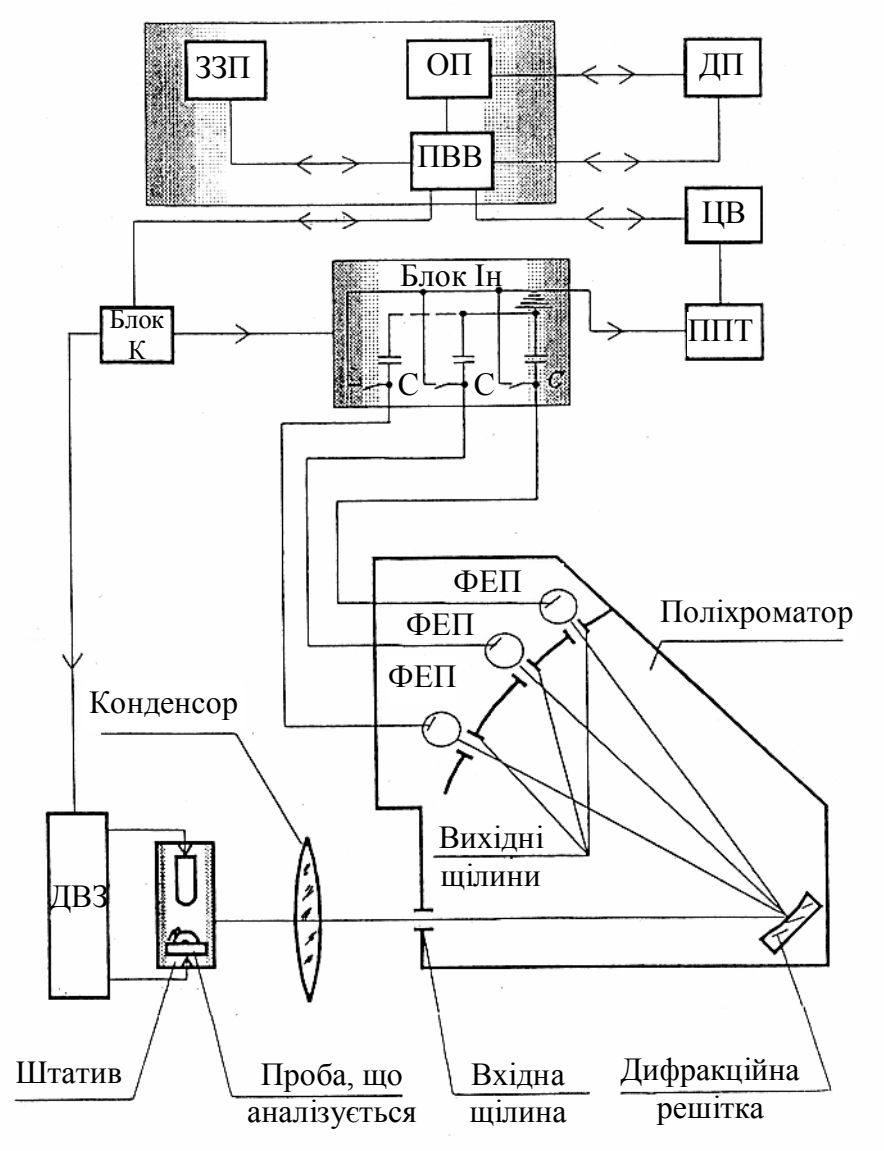


Рисунок 5.16 – Комп'ютерна фотоелектрична установка МФС-7:
ДЗС – джерело збудження спектра; блок К – блок контролера; ЗЗП – зовнішній запам'ятовуючий пристрій; ОП – обчислювальний пристрій; ПВВ – пристрій вводу – виводу; ДП – друкуючий пристрій; ЦВ – цифровий вольтметр; ППТ – підсилювач постійного току; ФЕП – фотоелектричний помножувач; С – ємність інтегруючого конденсатора; блок Ін – блок інтегратора

Далі виділені потоки випромінювання прямуються на фотокатод відповідного ФЕП, в анодному ланцюгу якого протікає струм $i = M \cdot \gamma(\lambda) \cdot \tau(\lambda) Ж(\lambda)$, де M – коефіцієнт посилення ФЕП; $\gamma(\lambda)$ – чутливість фотокатода ФЕП на довжині хвилі λ; $\tau(\lambda)$ – коефіцієнт пропорційності, по-

стійний для даної довжини хвилі; I(λ) – інтенсивність випромінювання спектральної лінії з довжиною хвилі λ.

Для усереднення спектроаналітичних сигналів за конкретний проміжок часу передбачено накопичення (інтегрування) зарядів на конденсаторах з ємністю С, які включаються до анодних ланцюгів ФЕП. Напруга заряджених конденсаторів пропорційна усередненим значенням інтенсивностей аналітичних ліній

$$V(\lambda) = \frac{1}{C}\int_0^T i \times dt = \frac{i \times T}{C} = \frac{\gamma(\lambda) \times M \times \tau(\lambda) \times I(\lambda)}{C},$$

де С – величина ємності інтегруючого конденсатора.

По закінченні заданого терміну інтегрування Т за спеціальною програмою керування, виконується послідовне “опитування” конденсаторів шляхом підключення їх до посилювача ППТ. Цифровий вольтметр ЦВ перетворює аналоговий сигнал у цифровий, який потім у двоїчно-десятичному коді подається у пристрій вводу-виводу ППВ, а далі після відповідного перетворення – до обчислювального пристрою ОП. У цьому пристрої за заданою програмою ведеться обробка сигналів і роздрукування результатів за допомогою друкуючого пристрою ДП. На ДП виводяться результати статистичної обробки сигналів (середнє значення, абсолютне й відносне середнє квадратичне відхилення результатів вимірювань).

Оператор-діагностик у режимі діалогу з ОП з допомогою клавіатури ДП може задавати різні режими роботи двигуна, автоматично включати джерело збудження спектра ДЗС, обирати програму включення й виключення каналів елементів-індикаторів, що підлягають аналізу, вид реєстрації та обсяг вибірки одиничних вимірювань. Термін “обіскрювання” проби визначається програмним способом з допомогою тактового генератора ОП.

Керувальний обчислювальний комплекс (КОК) “Спектр – 2-2” містить ПВВ, ЗЗП, ОП, ДП та складається з двох ЕОМ. Одна ЕОМ може використовуватися для виконання різних розрахунків і зберігання нормативно-довідкової інформації.

Приклад технології діагностування технічного стану двигуна за параметрами відпрацьованого масла при доводці його об’єктових систем наведена на рис. 5.17. Одна така установка дозволяє за робочу зміну виконувати аналіз 50...60 проб. Періодичність спектрального діагностування визначається програмою доводочних робіт.

Дуже важливо для експресного кількісного спектрального аналізу масла правильно встановити зону (точку) відбирання проб масла. Наприклад, можна робити відбирання з картера через трубку масловимірника (стержня) або з фільтра грубого очищення в місці установлення датчика тиску масла.

Допустимий рівень концентрації елементів-індикаторів зносу в маслі залежить від конструкції двигунів та властивостей застосованого масла. За експериментальними даними граничний вміст окремих елементів у картерних маслах змінюється в межах 5...30 мг/кг.

Перелік основних діагностичних показників стану двигуна, несправностей та усереднених граничних значень цих показників наведений у табл. 5.5.

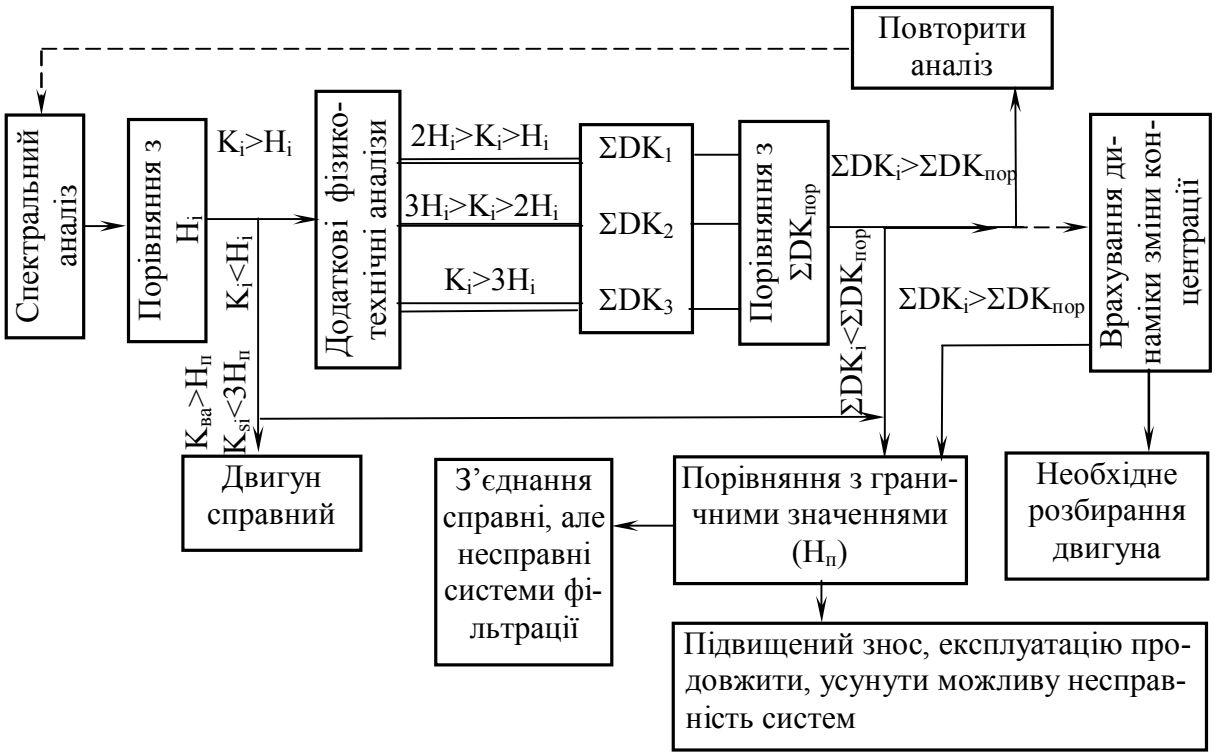


Рисунок 5.17 – Технологічна схема діагностування двигунів за параметрами відпрацьованого масла:

K_i – концентрація продуктів зносу; H_i – контрольний вміст продуктів зносу в маслі; K_{Si}, K_{Ba} – концентрації кремнію та барію відповідно; $\Sigma DK_{пор}$ – порогова сума діагностичних коефіцієнтів для установленого рівня значущості; H_n – контрольні та граничні значення окремих коефіцієнтів для визначеного підвищення норм вмісту продуктів зносу

Таблиця 5.5 – Несправності та діагностичні показники, отримані за аналізом складу відпрацьованого масла

Діагностичний елемент-індикатор	Несправність	Граничне значення елемента
Залізо	Підвищені та аварійні зноси гільз циліндрів, шийок колінчастого вала, підшипників шарикових, зубців шестерень	0,005
Алюміній	Підвищені та аварійні зноси поршнів (задирання ЦПГ) і сталеалюмінієвих вкладишів	0,002
Свинець, мідь, олово	Підвищені та аварійні зноси підшипників ковзання (вкладиші колінчастого вала, втулки шатунів тощо)	0,0015
Хром, молібден	Підвищені та аварійні зноси ущільнювальних поршневих кілець	0,0005
Підвищений вміст кремнію	Несправність (негерметичність) системи фільтрації повітря, негерметичність повітряного тракту, системи вентиляції картера	0,002

При визначенні концентрації окремих продуктів (елементів – індикаторів) зносу у маслі відповідно до стандарту застосовується спеціальний обчислювальний алгоритм, що враховує дані аналізу та фактичний стан деталей.

Згідно цим алгоритмом, діагностичний коефіцієнт знаходять за формулою:

$$M = \frac{\sum_{k=1}^{m} a_{ik}^{J_1}}{\sum_{k=1}^{m} a_{ik}^{J_2}} \prod_{i=1}^{n} \frac{a_{ik}^{J_1} \sum_{k=1}^{m} a_{ik}^{J_2}}{a_{ik}^{J_2} \sum_{k=1}^{m} a_{ik}^{J_1}},$$

де $a_{ik}^{J_1}$ – кількість випадків, коли J-й вузол (деталь) дизеля відповідає нормі при визначенні і-го показника у к-му діапазоні значень; $a_{ik}^{J_2}$ – те ж, коли J-й вузол дизеля знаходяться у стані відмови; J – контрольна несправність вузла (або деталі) дизеля; і – діагностичний показник; n – кількість діагностичних показників; k – значення показника; т – кількість значень і-го показника.

Звичайно, літери J, i, n, к є позначеннями відповідних показників чи несправностей (відмов).

Середня величина концентрації ($К_{сер}$) у момент прогнозування обчислюється за формулою:

$$K_{\text{сер}} = \sum_{r=1}^{N} K_r / N,$$

де $К_r$ – концентрація елемента-індикатора у маслі при r-му відбиранні проби; N – кількість відбирань проби після останнього ремонту двигуна.

Остаточний ресурс визначається за формулою

$$L_{ост} = G/(a_{сер} \times К_{сер.N}) - L,$$

де G – допустимий знос, г; $a_{сер}$ – коефіцієнт масообміну, що дорівнює середньому значенню за елементами-індикаторами зносу, що прогнозуються для двигунів однієї марки, т/тис. км; $К_{сер.N}$ – середня концентрація на момент прогнозування, г/т; L – пробіг на момент прогнозування, тис. км.

При створенні та доводці конструкції перспективного двигуна треба уточнювати ефективну методику комп'ютерної діагностики двигуна та його вузлів (деталей) за параметрами відпрацьованого масла, виходячи з конкретних особливостей й умов роботи його з'єднань і пар тертя, які в основному обумовлюють ресурсні показники. Це дуже важливо, оскільки довговічність двигунів НТМ є однією з головних характеристик їх технічного рівня. При тривалих доводочно-діагностичних випробуваннях такий метод важко переоцінити.

5.4.6. Комп'ютерні системи керування та шляхи поліпшення діагностування двигунів НТМ нового покоління

Для двигунів НТМ нового (четвертого) покоління використовуються комп'ютерні системи керування (КСК ДВЗ), що вирішує багато проблем, обумовлених надвисоким форсуванням перспективних дизелів.

Створюється основа для застосування комп'ютерної діагностики, приклад якої розглянуто вище.

Зупинимося на апаратному забезпеченні такої діагностики.

Для швидкого та ефективного пошуку несправностей двигуна у складі об'єкта без його розбирання у всіх КСК ДВЗ, якими керує контро-

лер, застосовуються діагностичні карти та карти діагностичних кодів несправностей.

Діагностичні роботи починаються з діагностичної карти “Перевірка діагностичних ланцюгів”; при цьому здійснюється початкова перевірка всіх каналів комп’ютерного діагностування, вбудованих у КСК ДВЗ.

Коди несправностей, що зберігаються в пам’яті контролера, зчитуються за допомогою діагностичних приладів, наприклад, типу DST-2. Такі діагностичні прилади відтворюють значні кількості параметрів двигуна й КСК ДВЗ, що діагностуються (35...60 та більше).

Для виконання діагностичних операцій не потрібні спеціальні знання в галузях електроніки та обчислювальної техніки, але потрібно розуміння принципів функціонування двигунів та досвід роботи з цифровим мультиметром. Важлива роль у комп’ютерній діагностиці належить людині. Ніякі прилади, інструментарій для діагностування не здатні його замінити.

Застосовуються спеціальні дефектозчитуючі тестери або прилади зчитування несправностей, наприклад, типу V.A.G 1551 (фірма “Фольксваген”) тощо. З допомогою тестера можна значно прискорити локалізацію несправностей, поліпшити якість діагностування.

Його основні технічні дані:

- робоча напруга 10...16 В;
- потрібна сила струму 200 мА (з друкуючим пристроєм 700 мА);
- як дисплей використовується модуль на рідинних кристалах з 2 рядками по 40 знаків у кожному при висоті знаків 13 мм;
- друкуючий пристрій у вигляді висувного блока з 40-значним термопринтером;
- маса приладу 5 кг;
- розміри приладу 364x180x260 мм.

На рис. 5.18 показаний загальний вигляд приладу з набором діагностичних приводів.

Основними функціями приладу керує спеціальна програмна карта з програмним забезпеченням. Такі карти можуть виготовлятися й постачатися на різних мовах. На задній стінці приладу встановлено інтерфейс; за допомогою перемикача можна виводити зміст дисплею на друкуючий пристрій приладу.

У пам’ять несправностей блока керування КСК ДВЗ записують даний код джерела та вид несправності, а прилад V.A.G 1551 (тестер) зчитує зміст пам’яті несправностей, привласнює прийнятому коду текст та показує його на дисплеї.

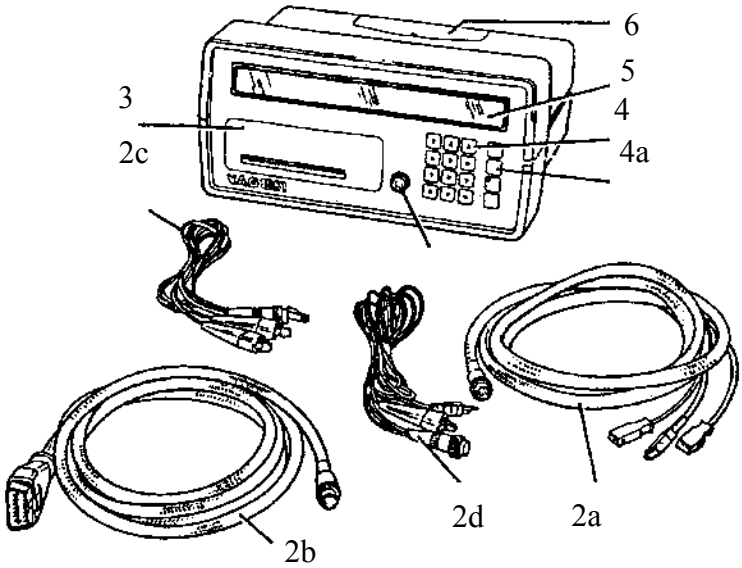


Рисунок 5.18 – Прилад зчитування несправностей (дефектозчитуючий тестер):

1 – з’єднуюче гніздо для діагностичного приводу; 2a – діагностичний привод для двохполюсного корпуса із плоскими контактами; 2b – привод із 16-полюсними приєднаннями; 2c – привод з 1-полюсним плоским штекерним приєднанням; 2d – привод для приєднання до реле паливного насосу; 3 – друкуючий пристрій; 4 – клавіатура (0...9) для введення цифрових значень; 4a– додаткові кнопки (C – для усунення введеної інформації; Q – для підтвердження введення; → – для переключення ходу програми; HELP – для викликання вказівок щодо експлуатації; a – для керування подачею паперу; PRINT – для включення та виключення друкуючого пристрою); 5 – дисплей; 6 – гніздо приймання програмної карти

Після приєднання приладу до двигуна, з допомогою клавіатури обирається бажаний режим роботи (швидка передача даних, видача мигатливого коду, самоконтроль). На режимі “швидка передача даних”, наприклад, після натискання на клавішу “HELP”, роздруковується огляд адресних слів:

- електроніка двигуна;
- електроніка КПП;

- електроніка гальм;
- дані щодо технічного стану системи двигуна у складі об’єкта, в тому числі датчика температури рідини у системі охолодження; датчика температури масла у системі змащення; датчика ходу рійки ПНВТ; форсунок; інших елементів систем двигуна.

Коли в підконтрольних датчиках виникають несправності, то вони фіксуються в пам’яті реєстратора (тривалий запам’ятовуючий пристрій) з вказівкою щодо виду несправності. Записана до пам’яті інформація виводиться при включеній діагностичній індикації. Після усунення несправностей інформація щодо них має бути стерта з пам’яті реєстратора.

Більш докладна інформація щодо організації тестування двигунів та їхніх функціональних систем і агрегатів наведена у підручнику цієї серії “Комп’ютерні системи керування ДВЗ”.

Там же розглянуті шляхи поліпшення комп’ютерної діагностики ДВЗ.

5.5. Приклади діагностичних операцій при доводці двигунів НТМ

При тривалій доводці двигунів НТМ в об’єктових умовах необхідно постійно стежити за їхнім технічним станом.

Загальний технічний стан двигуна у складі об’єкта можна оцінити за такими характеристиками:

- агрегатна ефективна потужність;
- питома ефективна витрата палива;
- витрата масла;
- відкладення у фільтрах;
- наявність продуктів зносу у картерному маслі;
- нерівномірність роботи циліндрів;
- віброакустика;
- склад випускних газів;
- стан систем охолодження, змащення, паливоподачі, повітропостачання і т.д.

Діагностування цих параметрів відпрацьовано при проведенні доводочних стендових випробувань.

Однак потрібні спеціальні непрямі методи параметричного діагностування двигунів НТМ при їхній роботі у складі об'єкта.

5.5.1. Діагностична оцінка об'єктової агрегатної потужності двигуна

Найбільш поширеним методом якісної оцінки ефективної потужності двигуна є вимірювання на працюючому дизелі величини прискорень під час його розгону. Проте даний метод, надаючи можливість об'єктивно оцінювати загальний стан транспортного засобу (НТМ), не оцінює стан його окремих складових: двигуна, КПП, гусениць, а також стану дороги. Тому для оцінки потужності двигуна він має бути відключеним від КПП. Важливою умовою об'єктивності отримання інформації є підтримання температурного режиму роботи двигуна при проведенні доводочних випробувань, оскільки температури води і масла визначають рівень механічних втрат.

При розгоні двигуна його індикаторна потужність витрачається на подолання тертя та збільшення кінетичної енергії, тобто

$$M_{інд} = M_{терт} + J \times \varepsilon.$$

При однакових моментах тертя (однакових рівнях температур масла, води) на початку випробувань і на момент контрольного вимірювання) величина прискорень може вважатися непрямим показником потужності (крутного моменту) двигуна, згідно з рівнянням:

$$\varepsilon = \frac{M_{\text{інд}}}{J}.$$

Величина прискорень може бути визначена за частотою обертання колінчастого вала

$$\varepsilon = \frac{(n_{\max} - n_{\min}) \times \pi}{30 \times \Delta t}.$$

Таким чином, оцінка ефективної потужності при діагностуванні зводиться до вимірювання частоти обертання колінчастого вала двигуна у заданому діапазоні часу.

5.5.2. Оцінка рівномірності роботи циліндрів

При доводці двигуна виникає необхідність у визначенні технічного стану кожного циліндра за допомогою діагностування.

У швидкохідних двигунах для цього використовують метод почергового відключення циліндрів.

Про технічний стан кожного циліндра судять по зміні частоти обертання колінчастого вала. Якщо частота обертання зменшується, то це свідчить про нормальний стан відключеного циліндра. Якщо частота обертання не змінюється, це означає, що у даному циліндрі індикаторна робота не відбувається. Щодо зміни частоти обертання – її оцінюють за силою звуку, візуально спостерігаючи за крильчаткою вентилятора, або за тахометром чи приладом Е-216 (чи іншому), який підключається до тахометра та дозволяє реєструвати зміну частоти обертання.

Метод почергового відключення циліндрів для двигунів великої потужності, якими є двигуни НТМ, небезпечний для колінчастого вала та елементів приводу через виникнення крутильних коливань у цьому валі і зменшення його міцності.

Але саме крутильні коливання й можуть використовуватися як джерело інформації при порушеннях функціонування циліндра. Для вимірювання цих коливань обирають найбільш інформативну зону колінчастого вала, тобто таку, що має найбільший розмах коливань (кута закручування). Для реєстрації цих коливань використовуються індукційні датчики. При однакових індикаторних діаграмах у кожному циліндрі осцилограма крутильних коливань (кута закручування) має певний вигляд. При розрегулюванні одного з циліндрів (тобто при погіршенні його технічного стану) зовнішній вигляд осцилограми змінюється.

На рис. 5.19 показані осцилограми кута закручування впускного колінчастого вала двигуна 6ТД-1 на режимі $n = 2200$ хв$^{-1}$ зовнішньої характеристики при номінальному початковому регулюванні циліндрів та при розрегулюванні одного з циліндрів. Маючи набір таких осцилограм, можна визначити місце дефекту (циліндра з погіршеним технічним станом) у двигуні.

Наведені вище методи оцінок рівномірності роботи циліндрів базуються на вимірюваннях динаміки (нерівномірності) частоти обертання колінчастого вала під час роботи двигуна.

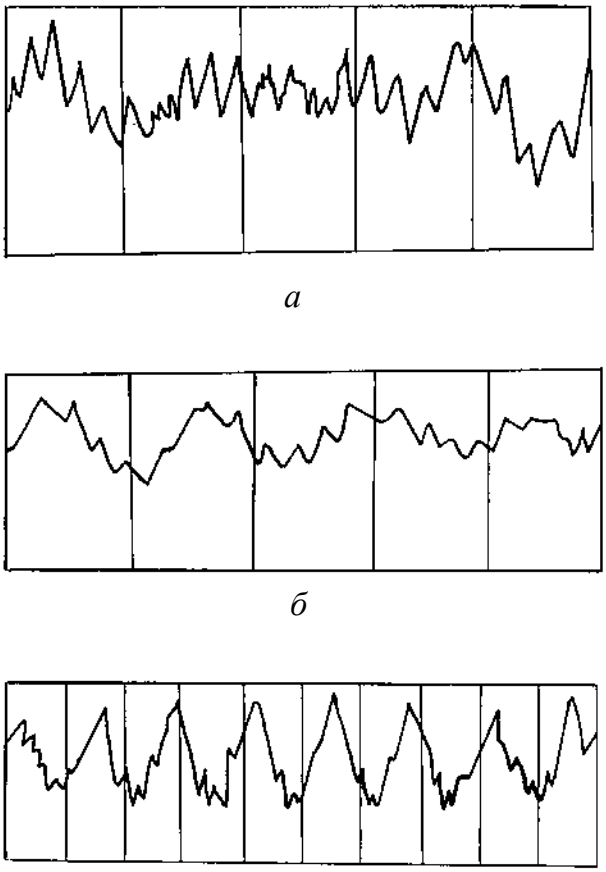


Рисунок 5.19 – Осцилограми кута закручення впускного колінчастого вала двигуна 6ТД-1:

а – нормальне регулювання всіх циліндрів двигуна; *б* – при розрегулюванні 3-го циліндра; *в* – при розрегулюванні 5-го циліндра

Існують також інші діагностичні методи оцінки.

Наприклад, джерелом інформації щодо стану циліндрів двигуна може вважатися компресія у циліндрах або тиск стиску при “холодному“ прокручуванні (без паливоподачі). При цьому коливання величини струму на клемах стартера свідчать про локальний стан циліндропоршневої групи, оскільки пусковий струм пропорційний тиску стиску у кожному циліндрі.

5.5.3. Оцінка загального стану циліндропоршневої групи

Загальний стан циліндропоршневої групи можна оцінювати (діагностувати) на працюючому двигуні за такими показниками:

- кількість газів, які прориваються у картер;

- витрата масла;
- параметри картерного масла.

При зносі поршневих кілець знижується їх ущільнювальна здатність, що викликає збільшення проривання газів і витрати масла на угар.

Збільшене проривання газів викликає зростання тиску у картерах, протікання по ущільненнях та розйомах , прискорене старіння масла , замаслювання повітроочисника і т.д.

Збільшена витрата масла виявляється у викиданні масла крізь випускну систему, у сизому димі при прогріванні двигуна, у частому доливанні масла. Звичайно установлюють граничну величину витрати масла, яка для двигуна 5ТДФ складає 7 % від витрати палива. Саме така гранична величина і стає критерієм якості доводки циліндропоршневої групи при створенні нового двигуна НТМ (з уточненням цієї величини для конкретного перспективного двигуна).

Вище, у р. 5.4 показано, що найбільш об'єктивним методом оцінки стану циліндропоршневої групи все ж є діагностика за параметрами проб картерного масла, які відбираються при доводочних випробуваннях. Для двигуна 5ТДФ відпрацьовані такі інформативні елементи-індикатори зносу, як хром (для ущільнювальних, жарових й маслозйомних кілець); алюміній (для корпуса поршня); залізо (для гільз циліндрів); свинець (для вкладишів).

Визначення елементів зносу у маслі зручно здійснювати спектрофотометрією, що дозволяє виконувати якісну та кількісну оцінки вмісту окремих елементів-індикаторів у маслі. Для проведення спектрального аналізу застосовують фотоелектричний спектрометр МФ-3. При згорянні проби масла між електродами приладу виникає випромінювання, спектр якого залежить від складу проб, а інтенсивність – від концентрації елементів-індикаторів.

На рис. 5.20 вказані безпечні границі вмісту окремих елементів-індикаторів для двигуна 5ТДФ у процесі тривалих доводочних випробувань.

Вихід за верхні межі концентрації вказаних елементів-індикаторів свідчить про відхилення від нормального функціонування вузла (циліндропоршневої групи), тобто про погіршення загального технічного стану ЦПГ.

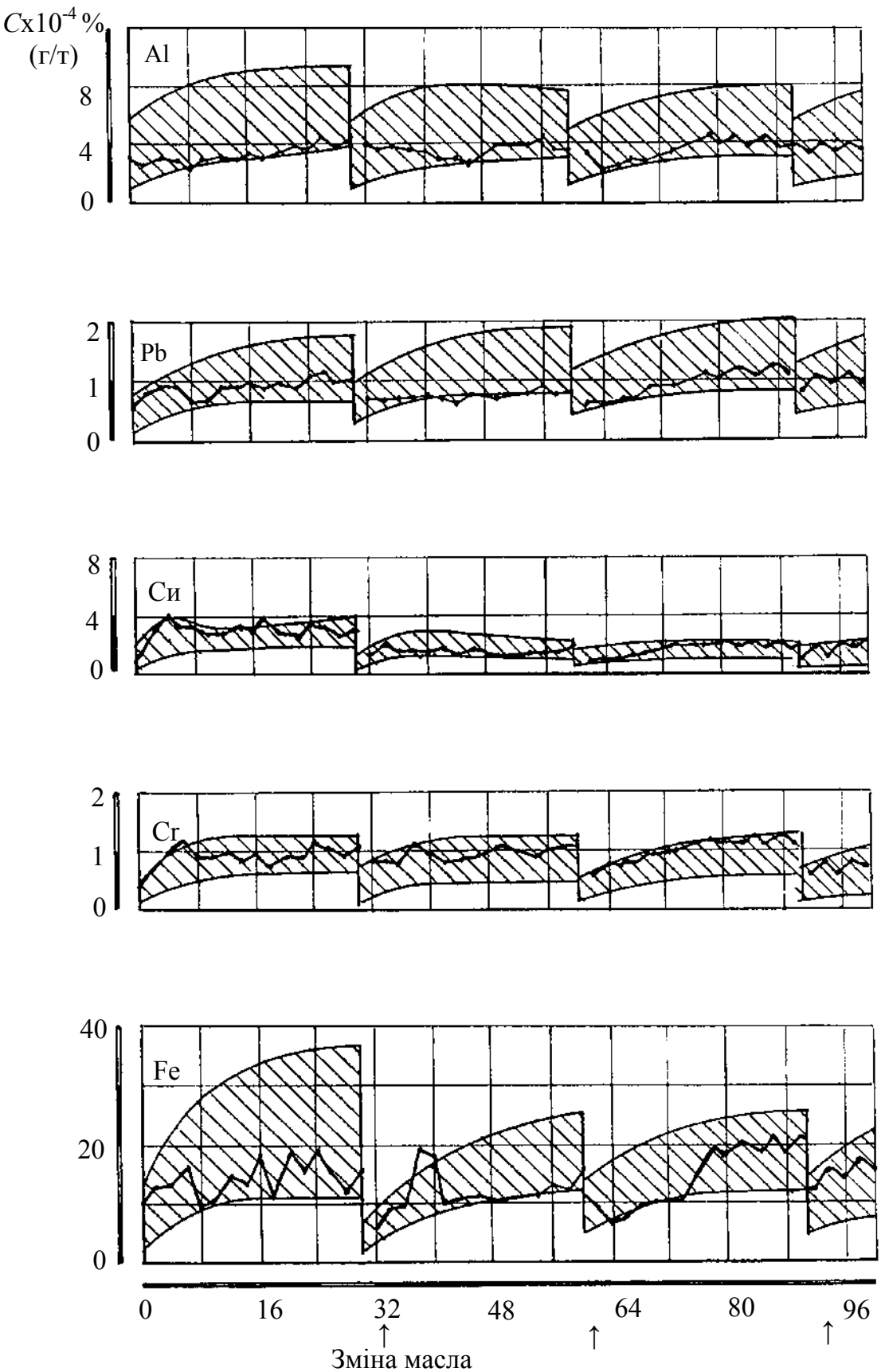


Рисунок 5.20 – Зміна концентрації продуктів зносу у картерному маслі двигуна 5ТДФ

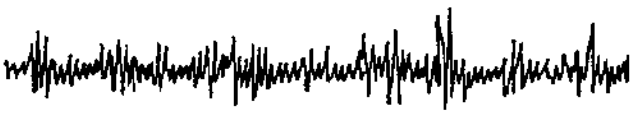
5.5.4. Віброакустичне діагностування при доводці двигунів НТМ

При роботі двигуна, внаслідок періодичності діяння сил і моментів сил виникають вібрації в блоці двигуна, які служать показником його загального технічного стану. Вібрації блоків можуть посилюватися при збільшенні зазорів у парах “циліндр – поршень”, розрегулюванні паливної апаратури, руйнуванні амортизаторів, жорсткому замиканні двигуна на опорі в об’єкті тощо.

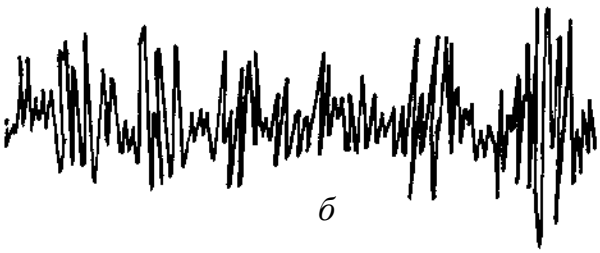
Тобто, бачимо, що рівень віброакустичних характеристик адекватний загальному стану технічного рівня двигуна в об’єкті, що й використовується при тривалих доводочних випробуваннях.

Для вимірювання вібрацій використовуються п’єзоелектричні датчики (акселерометри) або індуктивні датчики, що перетворюють механічні коливання стінок блока в електричний сигнал. Вторинна (реєструюча) апаратура посилює цей сигнал та інформує про величини прискорень, вібропереміщень, перебіг цих процесів у часі.

На рис. 5.21 показані вібрації блока двигуна 6ТД-1 на двох режимах. При частоті обертання колінчастого вала n = 2800 хв$^{-1}$ розмах коливань блока значно більший, ніж на режимі n = 2000 хв$^{-1}$. Маючи еталонні осцилограми та порівнюючи їх з отриманими, можна судити про технічний стан двигуна у даний момент часу.



а



б

Рисунок 5.21 – Осцилограми вібрацій блока циліндрів дизеля 6ТД-1:
а – режим *n* = 2000 хв$^{-1}$; *б* – режим *n* = 2800 хв$^{-1}$

Суттєва інформація щодо технічного стану двигуна може бути отримана шляхом дослідження та аналізу тертя у парі “циліндр – поршень”. Циліндр здійснює переміщення, які пропорційні діючим силам тертя.

При порушенні умов рідинного тертя, локальних натирань або схоплюваннях зростають переміщення гільзи, що служить сигналом про порушення у функціонуванні даної пари при тривалих доводочних випробуваннях.

У двигунах НТМ типу 5ТДФ циліндри встановлюються у блоці на гумових ущільнювальних кільцях і не мають жорсткої осьової фіксації. У зв’язку з цим, конкретний циліндр є ідеальним джерелом інформації, яка передається на стопор, розташований у центральній частині блока. Для цього на стопор наклеюють тензодатчики та фіксують зусилля, що передаються від циліндра. На рис. 5.22 показані осцилограми переміщень циліндра при нормальному та передзадирному стані пари “поршень – циліндр”. Передзадирний сигнал можна вивести на механізм зупинки двигуна, що дозволить відключити подачу палива й запобігти аварії.

Віброакустичні методи діагностики можуть використовуватися при доводці паливної апаратури, виходячи з особливостей її функціонування, пов’язаного з періодичними гідравлічним та механічним діяннями на деталі. При цьому удари голки по корпусу форсунки можуть служити діагностичним сигналом щодо її рухомості, а удари зворотного клапана по корпусу насоса – сигналом щодо рухомості плунжера і т.д.

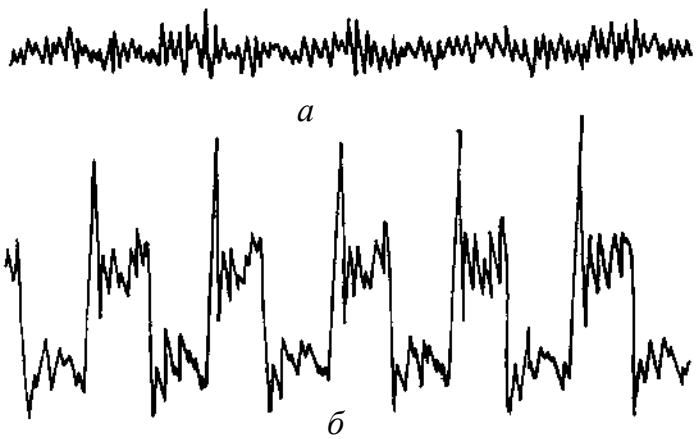


Рисунок 5.22 – Осцилограми переміщення циліндра двигуна 5ТДФ:
а – при нормальному технічному стані циліндра; *б* – при передзадирному стані

5.5.5. Діагностування двигуна за складом випускних газів

При тривалих доводочних випробуваннях двигунів НТМ в них погіршуються параметри вприскування паливної апаратури; зменшується витрата палива через коксування повітряного та випускного колекторів і агрегатів наддуву, зростання опору повітроочисника.

У зв'язку з цим зменшується коефіцієнт надлишку повітря, що викликає підвищення температури випускних газів та зміни у їхньому складі.

Для кожного двигуна існують залежності температури випускних газів від температури та тиску навколишнього середовища. Це дозволяє обмежувати температуру випускних газів максимальними значеннями, що підтримує працездатність випускного тракту.

Зменшення коефіцієнта надлишку повітря викликає погіршення умов згоряння та приводить до збільшення викидів продуктів неповного згоряння палива – CO, C_nH_m. Аналіз за результатами діагностування складових випускних газів дозволяє судити про технічний стан двигуна.

Проби газів можуть бути відібрані з циліндра або загального колектора, що дозволяє судити як про стан окремих циліндрів, так і про стан двигуна в цілому.

Діагностування двигуна за складом випускних газів можна вести виходячи з димності випускних газів.

Вимірювання димності здійснюється оптичним димоміром, принцип роботи якого базується на розсіюванні потоку світла залежно від ступеня чорноти газів.

5.5.6. Контрольна діагностика системи змащення при тривалих доводочних випробуваннях

У процесі тривалих доводочних випробувань двигуна стається знос пар тертя, що приводить до збільшення зазорів у з'єднаннях, зниження тиску масла в системі змащення, появи стуків, зниження частоти обертання центрифуги, підвищення тиску газів у картерах і, як наслідок, до збільшення викиду масла в систему вентиляції та появи протікання по стиках.

Природний знос двигуна НТМ виявляється, перш за все, у зменшенні тиску масла в магістралі, що фіксується манометром або тестером (при електронному керуванні двигуном) під час прокачування або при роботі двигуна. Тиск масла в системі змащення різко знижується із збільшенням

його температури, оскільки прокачування масла крізь підшипники ковзання збільшується при зниженні в'язкості масла. Збільшення прокачування масла супроводжується його розбризкуванням; при цьому підвищується витрата масла у зв'язку із зростанням зазорів у парах "циліндр – поршень". Випускні гази набувають синього відтінку.

При аварійному пиловому зносі двигуна під час тривалих доводочних випробувань різко збільшується кількість відкладень у центрифузі, що необхідно своєчасно та об'єктивно діагностувати. Момент критичного зносу можна прогнозувати при пошаровому аналізі означених відкладень у центрифузі, що потребує або розбирання двигуна у визначені терміни напрацювань, або розробки спеціальних заходів безрозбірної діагностики.

На розібраному двигуні ознаками інтенсифікації пилового зносу можуть вважатися:

- матовість поверхонь поршнів;
- збільшення зазорів у замках поршневих кілець;
- відсутність хромових покрить на торцях ущільнювальних кілець;
- відсутність припрацьованих покрить на вкладишах колінчастого вала;
- знос лопаток дифузора компресора наддуву.

При безрозбірному діагностуванні ефективним є використання спектрографічного аналізу концентрації елементів-індикаторів зносу у відкладеннях у центрифузі. Методика такого аналізу викладена вище, у р. 5.4.

Показником технічного стану системи змащення при його контрольному діагностуванні під час доводочних випробувань може бути ступінь розріджуваності масла через проникнення у нього палива, спрацювання присадок у маслі. Звичайно оговорюють допустиму величину в'язкості масла, що забезпечуватиме надійну роботу пар тертя двигуна.

При порушенні, нарешті, ущільнення пари "блок – циліндр" можливе проникнення води у масло. Наявність води періодично контролюють шляхом випарювання картерного масла. При цьому прослуховується характерне різке потріскування. Терміни періодичного контролю наявності води у маслі визначаються при розробці планів проведення тривалих доводочних випробувань системи змащення.

5.5.7. Контрольне діагностування системи охолодження при тривалих доводочних випробуваннях

При контролі технічного стану системи охолодження двигуна НТМ під час тривалих доводочних випробувань ознаками несправного функціонування цієї системи при її роботі у складі об'єкта можуть вважатися:

- перегрівання двигуна;
- протікання води з ущільнень водяної системи;
- викид води з пароповітряного клапана;
- проникнення води у масляну систему (масло).

Необхідно періодично і своєчасно контролювати технічний стан означеної системи, виходячи з означених критеріїв його рівня. При цьому можна використовувати як безрозбірну (автоматизовану) діагностику, так і контроль за результатами розбирання вузлів системи охолодження. Терміни періодичності контролю визначаються при розробці планів проведення тривалих доводочних випробувань цієї системи та двигуна в цілому.

Причиною перегрівання двигуна може бути зрив циркуляції в контурі системи охолодження внаслідок втрати охолоджувальної рідини або захаращення радіаторів через відкладення накипу на їхніх теплообмінних поверхнях. Оскільки перший дефект (втрата охолоджувальної рідини) є найбільш характерним і частим, у систему охолодження вбудовується датчик рівня рідини, за сигналом якого двигун НТМ автоматично зупиняється при досягненні критично низького рівня води у цій системі. При захаращенні радіаторів спостерігається швидке зростання температури охолоджувальної рідини при збільшенні навантаження двигуна. Це пояснюється тим, що накип зменшує тепловіддачу від води до навколишнього середовища та знижує кратність циркуляції. Найбільш ефективним засобом усунення цього дефекту є промивання радіаторів різними розчинами. Звичайно для двигунів НТМ використовуються хімічні засоби очищення, склад яких залежить від матеріалів вузлів системи охолодження. Найбільш доступним засобом хімічного очищення є промивання радіаторів 10 %-ним розчином каустичної соди, підігрітим до 90 °С.

Викид води з пароповітряного клапана може відбуватися або через недостатнє затягування його пружини, або через проникнення газів у систему охолодження. Затягування пружини систематично контролюють за статичним тиском повітря при опресуванні системи охолодження. Ознакою

пробою газів у систему охолодження є характерний запах води та плівки на її поверхні у розширювальному бачку.

Попадання води в масло свідчить про найсерйозніші дефекти – аж до аварійного стану гумових ущільнень зовнішньої поверхні циліндрів, тріщин блока, головок циліндрів. Цей дефект можна виявити за допомогою опресування системи охолодження повітрям. Діагностичною ознакою технічного стану системи охолодження є висока швидкість падіння тиску, що свідчить про негерметичність системи і необхідність повного розбирання двигуна та усунення означеного дефекту.

Завершуючи розгляд основних операцій діагностування систем двигуна НТМ при його роботі у складі об'єкта під час тривалих доводочних випробувань, підкреслимо, що наведені вище та інші можливі методи діагностування технічного стану двигуна і його об'єктових систем дозволяють суттєво скоротити простої при доводці нового двигуна, запобігти аваріям і навіть повним виходам його із ладу, скоротити у декілька разів матеріальні витрати, пов'язані з обслуговуванням двигуна. Оскільки така доводка в сучасних умовах охоплює терміни у кілька років, скорочення цього тривалого процесу суттєво зменшує витрати часу і коштів на розробку перспективних двигунів.

І, останнє. Вище показано, що процеси конструювання та діагностування двигуна при його доводці – це взаємопов'язані процеси. Тому кожний двигун має відповідати (при його розробці) вимогам контролездатності – з метою визначення його технічного стану сучасними методами та засобами діагностування, перш за все безрозбірного. Останні мають забезпечувати не тільки поточний контроль та виявлення дефектів у роботі двигунів, а й дозволяти прогнозувати ресурсні показники надійності, характеристики безвідмовності всіх основних систем і вузлів двигунів, а також показники їх параметричної надійності при тривалій експлуатації та, перш за все, при доводці.

Контрольні запитання та завдання

1. Сформулюйте основні задачі технічної діагностики двигунів НТМ при їх доводці.
2. Що розуміється під інформаційним забезпеченням технічної діагностики?
3. Які заходи необхідно передбачувати для забезпечення максимальної ефективності діагностування при доводці конструкцій двигунів НТМ?
4. Як визначити періодичність діагностування на різних етапах тривалої доводки нового двигуна?
5. Які вимоги ставляться до засобів діагностування при тривалих доводках двигунів НТМ?
6. Які базові процедури складають процес діагностування при стендових доводочних випробуваннях двигунів НТМ?
7. Які кібернетичні засоби застосовуються при об'єктовому діагностуванні двигунів НТМ?
8. Які функції покладаються на діагностичний комплекс у складі КСК ДВЗ?
9. Які метрологічні вимоги ставляться до засобів діагностування при доводочних операціях двигунів НТМ?
10. Наведіть класифікацію похибок вимірювання при доводочному діагностуванні двигунів НТМ.
11. Сформулюйте метрологічні принципи визначення похибок при діагностичних вимірюваннях під час доводки двигунів НТМ.
12. Сформулюйте вимоги до обладнання діагностичних станцій при доводці технічного стану двигунів НТМ.
13. Які моделі доводочного діагностування найбільш ефективні при тривалих випробуваннях двигунів НТМ?
14. Які особливості має модель діагностування двигунів НТМ за загальним станом?
15. Сформулюйте принципи діагностування за вібраціями та рівнем шумів двигунів НТМ при тривалій їх доводці.

16. Сформулюйте принципи діагностування за енергетичними показниками при доводочних роботах з оптимізації параметричної надійності двигунів НТМ?

17. Які особливості та переваги має комп'ютерна діагностика за параметрами картерного масла при доводці двигунів НТМ?

18. Які можливості надає діагностуванню двигунів НТМ нового покоління використання на них КСК ДВЗ?

19. Які операції діагностування дозволяють оцінювати загальний технічний стан двигунів НТМ при їх тривалій доводці?

20. Як здійснити діагностичну оцінку об'єктової агрегатної потужності двигуна НТМ?

21. Як провести оцінку рівномірності роботи циліндрів при доводці двигуна НТМ?

22. Як здійснюють діагностичні оцінки загального стану циліндропоршневої групи двигунів НТМ при їхній тривалій доводці?

23. Як проаналізувати результати віброакустичного діагностування при доводці двигунів НТМ?

24. Що розуміється під діагностуванням двигуна НТМ за складом випускних газів?

25. Охарактеризуйте контрольну діагностику об'єктової системи змащення двигунів НТМ при їх тривалих доводочних випробуваннях.

26. Охарактеризуйте контрольну діагностику об'єктової системи охолодження двигунів НТМ при їх тривалих доводочних випробуваннях.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Н.Я. Говорущенко, В.Н. Варфоломеев Техническая кибернетика транспорта: Учеб. пособие. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 271 с.
2. М.К.Рязанцев. Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник. – Ч. 1/.– ІСДО, 1993. – 252 с.
3. М.К. Рязанцев. Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник. Ч. 2: –Харків: ХДПУ, 1996. – 388 с.
4. Шеховцов А.Ф. Комп'ютерні системи управління ДВЗ: Навч. посібник. –Харків: ХДПУ, 1995. –256 с.
5. Александров Е.Е., Епифанов В.В. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. Учебно-справочное пособие. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – 376 с.
6. Автомобильный справочник Bosch / Пер. с англ. – М.: Изд-во "За рулем", 2000. – 896 с.
7. Полная энциклопедия танков мира (1915 – 2000)/ Сост. Г.Л. Холявский. –Минск: ООО "Харвест", 2000. – 576 с.
8. Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Бычков В.З. Моторное масло для форсированных танковых дизелей. – М.: Химия и технология топлив и масел, 2002, № 5. – С. 21–22.
9. Танки и самоходные установки. – М.: ООО "Изд-во АСТ", 2000. – 336 с.
10. Диагностирование дизелей / Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. –М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
11. Хачиян А.С., Гальговский В.Р., Никитин С.Е. Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей. М.: Машиностроение, 1976. – 104 с.

ДОДАТОК

Матеріали,
які застосовуються для двигунів НТМ нового покоління

Одним з резервів підвищення технічного рівня нового двигуна при доводці його конструкції є вибір матеріалів основних деталей, вузлів та агрегатів на основі порівняльних тривалих випробувань на надійність цих елементів.

Наводимо інформацію щодо властивостей основних конструкційних матеріалів та матеріалів функціонального використання (герметики і т.д.), що дозволяють обґрунтовано обрати при доводці перспективних вітчизняних двигунів НТМ шляхи суттєвого поліпшення їх конкурентоспроможності.

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
1.Ч А В У Н И						
1.1. Сірий чавун з пластинчатим графітом	СЧ10; СЧ15; СЧ18; СЧ20; СЧ21; СЧ24; СЧ25; СЧ30; СЧ35	Блоки циліндрів, картери та інші корпусні деталі вузлів двигунів, впускні й випускні колектори, гільзи циліндрів і поршневі ущільнювальні кільця (СЧ 21) та колінчасті вали (СЧ35)	—	Модуль потужності при розтягуванні Ex10^{-2} = 700 ... 1550 МПа; Питома теплоємність при t = 20...200°С C= =460...545 Дж(кгЖ); Коефіцієнт лінійного розширення при t = = 20...200°С $\alpha_т$ = 11,0...15,0x10^{-6}, 1/°С; Теплопровідність при t = 20°С λ= 42...60 Вт/(мЖ)	Має високі ливарні якості. До марки (позначення) чавуну включено цифрове значення, яке відповідає часовому опору при розтягуванні $\sigma_В$=100(10)...350(35) МПа(кгс/мм^2). Має здібності до гасіння коливань. Зберігає механічні характеристики у діапазоні	У малих перетинах найменш чутливий до концентрації напруг (надрізки, отвори і тощо) Однак різкі й не досить плавні переходи від однієї поверхні до іншої можуть викликати значні концентрації напруг. Володіє високою границею міцності на стиск, має низькі

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
					температур від –195 °С до 400 °С	показники при згинанні та крученні. Має низький показник ударної в'язкості
1.2. Чавун з кулястим графітом	ВЧ35; ВЧ40; ВЧ45; ВЧ50; ВЧ60; ВЧ70; ВЧ80; ВЧ100	Колінчасті вали, головки циліндрів, опорні підшипники, поршні, фрикційні диски, напрямні втулки клапанів, поршневі ущільнювальні кільця. Замінює ковкий чавун, сталеве литво й поковки.	Хром – 0,05... 0,15 %. Мідь – 0,3...0,6% Нікель – 0,4...0,8%	Часовий опір при розтягуванні σ_B = =350(35)...1000(100) МПа(кгс/ мм^2). Умовна межа текучості σ_{02}=100(10)...350(35) МПа(кгс/м^2). Відносне здовження δ = 2...22 %, в т.ч. δ = 22% для ВЧ35	Має характеристики міцності на рівні конструкційних сталей, що забезпечуються кулястою формою графіту, яка досягається спеціальною технологією обробки розплавленого чавуну церієм, магнієм та іншими спеціальними домішками. Має більш високими, ніж у сірих чавунів, показники при згинанні, крученні та ударну в'язкість. Ударна в'язкість різко зростає при підвищенні	Міцність від утоми не змінюється до 600°С. Має знижену схильність до зростання при високих температурах у порівнянні з сірими чавунами. Однак більше, ніж сірі чавуни, чутливий до концентрації напруг

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легіруючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
					робочої температури до 100 ...200 °С.	
1.3.Ковкий чавун (феритного та перлинного класів)	КЧ30-6; КЧ33-8; КЧ35-10; КЧ37-12; КЧ45-7; КЧ50-5; КЧ55-4; КЧ60-3; КЧ66-3; КЧ70-2; КЧ80-1,5	Перлітні для колінчастих валів. Феритні для деталей з властивостями, які проміжні між властивостями сталі та сірого чавуну	—	Часовий опір σ_B= 300...800 МПа. Відносне здовження δ = 2...12 %	За механічними характеристиками близькі до конструкційних сталей, зберігаючи кращі технологічні властивості чавуна. Для поліпшення структури підлягає термічній обробці	Підлягає зварюванню. Дефекти литва усуваються автогенним паянням Недолік – збільшена у порівнянні з сірим чавуном усадка відливки майже у 2 рази
1.4. Чавун антифрикційний	АЧС-1; АЧС-2; АЧС-3; АЧС-4; АЧС-5; АЧС-6; АЧВ-1; АЧВ-2; АЧК-1; АЧК-2	Підшипники ковзання, вкладиші підшипників, напрямні втулки впускних та випускних клапанів, втулки поршневих пальців, корпуси маслонасосів,черв'ячні шестірні, ущільнювальні кільця агрегатів	Сірі чавуни легують міддю, нікелем, титаном, хромом	Механічні властивості визначаються базовим чавуном та не регламентуються стандартом. Регламентуються норми (умови) роботи у вузлах тертя: • тиск p=5...30МПа; • відносна швидкість V = 1...10 м/с; • pV=2,5...40 МПа×м/с	Мають високі антифрикційні якості. Термічно оброблені, забезпечують стабільну пружність поршневих кілець до 400 °С, а на базі ВПК з кулястим графітом – до 450°С. У визначенні марки: С–сірий з пластинчатим графітом; В–високоміцний із кулястим графітом; К–ковкий з компактним графітом	Ливарні напруги добре ліквідуються природним або штучним старінням

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
1.5. Чавун легований із спеціальними властивостями	ЧХ1, ЧХ2 – хромисті жаростійкі;ЧХ3, ЧХ16, ЧХ32 – хромисті, жаростійкі та зносостійкі; ЧХ3Т, ЧХ9Н5, ЧХ16М2, ЧХ22 – хромисті, зносостійкі; ЧХ22С, ЧХ28 – хромисті, корозійностійкі та жаростійкі; ЧХ28Д2 – хромистий, зносостійкий та корозійностійкий; ЧС5, ЧС5Ш – кремнієві, жаростійкі; ЧС13, ЧС15, ЧС17, ЧС15М4, ЧС17М3 – кремнієві, корозійностійкі у рідинному середовищі; ЧЮХШ – алюмінієвий жаростійкий; ЧЮ6С5, ЧЮ7Х2 – алюмінієві жаростійкі та зносостійкі; ЧЮ22Ш, ЧЮ30 – алюмінієві жаростійкі та зносостійкі при високій температурі; ЧГ6С3Ш, ЧГ7Х4 – марганцеві зносостійкі; ЧНХТ, ЧНХМД, ЧНМШ, ЧНДХМШ, - нікелеві жароміцні та мало магнітні; ЧН20Д2Ш–нікелевий, жароміцний, холодостійкий та маломагнітний. Основні легуючі елементи входять до позначення марки чавуну. Літера Ш вказує на кулястий графіт			Часовий опір залежно від марки коливається у широких межах: σ_B = 60...600 МПа. Механічні якості регламентуються споживачем, але їхні показники не повинні виходити за обмеження, які обумовлені стандартом.	Залежно від марки чавуни мають: • підвищену корозійну стійкіст у газовому, повітряному та рідинному середовищах; • високу жаростійкість до температури 1150 °С; • високі механічні властивості при зниженні температури до мінус 100 °С; • високу стійкість проти абразивного зносу	

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
2. С Т А Л І						
2.1.Вуглецеві сталі	Від СТ3КП, СТ3ПС(СП) до СТ5ПС, (СП, ГПС) 20, 40; 45; 08КП(ПС) 10КП(ПС)	Малонавантажені деталі і кріпильні деталі та вироби. Малонавантажені деталі, труби, кріпильні вироби. 40,45 – колінчасті вали, шатуни, шестерні, штовхачі клапанів.	—	Часовий опір розриву σ_B 320...600 Н/мм^2 (33...61 кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 16...33 %	Пластичні, добре оброблювані матеріали; низьковуглецеві матеріали добре зварюються та мають здатність до глибокого витягування при штампуванні	Підлягають цементації та ціануванню. Високовуглецеві сталі погано зварюються. Мають помірну прокалюваність.
2.2. Леговані конструкційні сталі	50Г, 15Х, 5ХА, 20Х, 40Х, 38ХА	Колінчасті вали, диски тертя, шестерні, вали, розподільні вали, шатуни, поршневі пальці, впускні клапани, кріпильні вироби. 40Х та 38ХА –	Для 50Г– марганець. Для всіх інших сталей – хром	Часовий опір розриву σ_B=90...980 Н/мм^2 (70...100 кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 10...12%.	Пластичність задовільна; добре оброблювані матеріали. 15Х, 15ХА, 20Х добре зварюються	50Г, 40Х,38ХА мають низьку зварюваність. Всі сталі дають можливість цементування на велику глибину

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легіруючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
	12ХН3А, 12Х2Н4А, 20ХН3А	неазотовані циліндри. Шестерні, поршневі пальці, розподільні вали, силові болти	Хром, нікель	Часовий опір розриву σ_B=930...270Н/мм^2 (95...130кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 9...11 %.	Сполучення високої міцності з пластичністю та в'язкістю. Зварюваність помірна, механічно обробляються задовільно	Матеріали схильні до відпускної крихкості (ламкості). Підлягають цементації та ціануванню
	33ХС, 38ХС, 40ХС	Деталі пружин, диски тертя, впускні клапани, кріпильні вироби.	Хром, кремній	Часовий опір розриву σ_B = 880...1230 Н/мм^2 (90...125 кгс/мм^2). Відносне здовження δ = 12...13%.	Сполучення підвищеної міцності з високою зносостійкістю. Добра прокалюваність. Механічна оброблюваність добра при помірній твердості	Зварюваність погана. Значна схильність до відпускної крихкості
	38Х2МЮА	Гільзи циліндрів, голки форсунок, стакани, розпилювачі	Хром, алюміній, молібден	Часовий опір розриву σ_B = 980 Н/мм^2 (100 кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 14%.	При високих механічних властивостях забезпечується в азотованому стані поверхнева твердість та зносостікість.	Зварюваність низька. Має схильність до обвуглецьовуванню при нагріванні вище 800 °С

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
	18Х2НЧМА	Колінчасті вали, вали редукторів, пальці поршнів, навантажені ресори та силові болти потужних (форсованих) двигунів	Хром, нікель, молібден	Часовий опір розриву $\sigma_B = 1130$ Н/мм^2 (115 кгс/мм^2) Відносне здовження $\delta = 12$ %	При високих механічних властивостях забезпечується в азотованому чи цементованому складі значна поверхнева твердість. Наскрізна прокалюваність до діаметра деталі 200 мм.	Зварюваність низька. Схильна до відпускної крихкості. Висока міцність сполучається з високою в'язкістю
2.3. Інструментальні леговані сталі	ХВГ	Голки форсунок, плунжери та інші деталі паливної дизельної апаратури	Хром, вольфрам, марганець	Твердість HRC_e (HRC) 61 (60) не менше	Не підлягає відпускній крихкості. Мало деформується при закалюванні. Працює в умовах великого стирання.	Флокеночутлива
	4Х5МФ1С-Ш(ЭП572)	Компресійні (ущільнювальні) кільця високофорсованого двигуна	Хром, ванадій, молібден	Часовий опір розриву $\sigma_B \leq 500$ Н/мм^2 при $t \leq 600$ °С	Має релаксаційну стійкістю. Висока прокалюваність	Не чутлива до теплової крихкості

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
2.4.Сталь ресорно-пружинна	65Г, 60С2А	Плоскі та круглі пружини, ресори, пружні (пружинні) кільця, шайби Гровера та інші деталі пружинного призначення.	65Г-марганець; 60С2А – кремній	Часовий опір розриву σ_B (65Г) = 980 (100) МПа(кгс/мм^2); σ_B(60С2А)=1270 (130) МПа(кгс/мм^2) Відносне здовження δ (65Г) = 8 %, δ (60С2А) = 6 %	Має високі пружні властивості та підвищений опір зносу.	Сталь чутлива до швидкості охолодження після відпускання
	51ХФА	Відповідальні пружини, пружини клапанів. Пружини, що працюють при температурах до 300 °С .	Хром, ванадій	Часовий опір розриву σ_B = 2010 (205) МПа(кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 2% (δ = 10% при σ_B = 1274 МПа)	Забезпечує тривалий термін роботи при навантаженнях, що багатократно змінюються. Механічні якості не змінюються до температури 300 °С, а при 500°С вони знижуються на 45%	Зварюваність низька. Чутлива до теплової крихкості. Слабосхильна до відпускної крихкості

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
2.5.Сталь підшипникова	ШХ15, ШХ15СГ, ШХ4, ШХ20СГ	Підшипники кочення, голки розпилювачів форсунок, ролики, інші основні деталі паливної дизельної апаратури	Хром, нікель, мідь	Часовий опір залежить від режиму термообробки, змінюється у межах σ_B = 590...720 МПа; δ = 15%...25%	Має високу твердість при високому опорі зносу. Добре кується. Має добру прокалюваність	Флокеночутлива. Схильна до відпускної крихкості
2.6. Сталі високолеговані та сплави корозійностійкі, жаростійкі та жароміцні.	20Х13, 30Х13, 40Х13	Деталі водяних насосів, карбюраторів, лопатки турбін та компресорів, сідла клапанів, пружини (що працюють в умовах високих температур), закріплюючі деталі	Хром	Часовий опір визначається термообробкою; змінюється в межах: σ_B < 750 МПа. Відносне здовження: δ = 12%...18%	Висока корозійна стійкість. Висока пластичність у випаленому стані. Задовільна зварюваність. Жаростійкість до 600... 650 °С .	Схильні до відпускної крихкості. Можуть азотуватися. 30 Х13 та 40Х13 зварюються гірше, ніж 20 Х13
	40Х10С2М	Випускні та впускні клапани, кріпильні деталі	Хром, кремній	Часовий опір $\sigma_B \geq$ 930(95) МПа (кгс/мм^2) Відносне здовження $\delta \geq$ 10%	Зберігає на достатньо високому рівні механічні властивості при температурах до 700 °С. Жаростійкість при трива-	Схильна до зростання зерен при нагріванні вище 1100°С. Пластичність при холодній деформації низька

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
					лому терміні роботи до 850 °С. Наплавляється стелітом та ніхромом.	Добре азотується та ціанується.
	12Х18Н9Т	Деталі системи випуску, лопатки турбін, кріпильні деталі	Хром, нікель, титан	Часовий опір $\sigma_B \geq 450$ МПа (55 кгс/мм^2) Відносне здовження $\delta \geq 45\%$	Висока пластичність. Допускає глибоке витягування та інші види холодного штампування. Жаростійкість при тривалому терміні роботи до 800 °С	Опірність міжкристалітної корозії задовільна. Легко зміцнюється шляхом наклепування.
	45Х14Н14В2М	Випускні клапани форсованих двигунів, лопатки газових турбін, відповідальні болти.	Вольфрам, молібден	Часовий опір $\sigma_B = 775$ МПа (785 кгс/мм^2) Відносне здовження $\delta = 37\%$	Міцна та пластична сталь, що зберігає задовільні механічні властивості до 750°С. Добре наплавляється ніхромом та стелитом. Задовільно зварюється	Не стійка до міжкристалітної корозії. Азотується.
	ХН70ВМЮТ	Лопатки газових турбін для високого наддуву, кріпильні	Нікель- основа. Хром, титан, алюміній	Часовий опір σ_B= 1010...1125 МПа (1030...1145 кгс/мм^2)	Сплав має високою пластичність при високій міцності. Жаростійкість до	Чутливий до концентрації напруг. Інтенсивно зміцнюється методами термічної обробки

Додаток (продовження)

Наймену-вання	Позна-чення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
		вироби		Відносне здовження δ = 28...32 %	800°С. Зберігає на високому рівні механічні властивості до 800°С	
3. ЛЕГКІ СПЛАВИ						
3.1.Сплави алюмінієві ливарні	АК12(АЛ2), $АК9_4$(АЛ4), АК5М(АЛ5) $АК8М3_4$, (ВАЛ8), $АК7_4$(АЛ9), АК7Ц9, (АЛ11)	Картери та блоки циліндрів, корпуси агрегатів, головки циліндрів, ротори турбокомпресорів	Титан. Мідь та цирконій в окремих сплавах	Часовий опір розриву σ_B= 147(15)...196(20) МПа (кгс/мм^2). Відносне здовження δ = 0,5...4,0. Для $АК8М3_4$ σ_B = 343(35) МПа(гс/мм^2). δ = 5,0	Мають високі ливарні якості. Обробляються різанням задовільно. Зварюваність задовільна.	Пористість у великих відливках
3.2. Сплави магнієві ливарні	МА4; МА5	Корпусні деталі малої маси	Основа– магній. Алюміній, цинк.	Часовий опір розриву σ_B= 145(15)...235(24) МПа (кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 2...7 %	Мала щільність. Велика здатність поглинання енергії удару та вібраційних коливань. Висока питома теплоємкість	Знижена корозійна стійкість. Зварюваність задовільна

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
3.3.Сплави алюмінієві деформовані	АК4, АК4-1, Д1, Д16	Поршні швидкохідних форсованих двигунів, крильчатки центробіжних компресорів, підшипники, лопатки, корпуси. Деталі штамповані з листів	Мідь, магній, нікель	Часовий опір розриву σ_B= 410(40)...430(44) МПа (кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 4...15 %	Задовільна пластичність у гарячому стані. Зварюваність задовільна. Зберігають прийнятні механічні властивості до 300°С	Здатні до корозійного розтріскування під напругою.
3.4.Титанові сплави	ВТ4, ВТ5, ВТ15	Зварені деталі та вузли, що працюють при температурах до 400 °С. ВТ15– короткочасно витримують до 500°С	Алюміній. ВТ15: алюміній, молібден, хром	Часовий опір розриву σ_B=730(75)...1030(105) МПа (кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 5...15 %	Високоміцний та легкий матеріал. Висока корозійна стійкість до 300°С. Добре зварюється. Задовільно обробляється різанням	Низькі антифрикційні властивості. Проникне окислення обмежує підвищення робочих температур
4. С П Л А В И Н А О С Н О В І М І Д І						
4.1.Мідь технічна	М1; М2; М3	Прокладки, деталі електричних контактів, трубопроводи, кільця, шайби	—	Часовий опір розриву σ_B= 195(20)...295(30) МПа (кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 3...38%	Відмінна деформованість у холодному стані. Стійка проти атмосферної корозії. Механічна обробка задовільна.	Низькі ливарні властивості. Рекристалізація при 200... 300 °С

Додаток (продовження)

Наймену-вання	Позна-чення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
4.2.Латуні (сплави: мідь-цинк)	Л96; Л90, Л85; Л70, Л68; Л63	Холодноштам-повані деталі, диски фрикціо-нів, корпусні деталі, кріпиль-ні деталі	Процентні співвідно-шення між міддю та ци-нком зале-жать від ма-рки латуні	Часовий опір σ_B = 295...685 (305...70) МПа(кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 5...55 %	Добре деформуються у холодному стані. Придатний для пай-ки та зварювання. Висока корозійна стійкість. Добре об-робляється різанням	Чутливий до сезон-ного розтріскування
4.3.Бронзи олов'яністі ливарні	БРО4Ц7С5, БРО4Ц4С17, БРО5Ц5С5, БРО8Ц4, БРО5С25, БРО10Ц2, БРО10С10	Антифрикційні деталі, вклади-ші підшипни-ків, підшипни-ки ковзання, ар-матура	Основа – мідь Олово, цинк	Часовий опір σ_B=135...225 (14...23) МПа(кгс/мм^2) Відносне здовження δ = 4...12%	Високі антифрикцій-ні властивості та низький коефіцієнт тертя. Добре оброб-люється різанням. Висока корозійна стійкість	Зварюваність задо-вільна
4.4.Бронза безолов'яніста ливарна	БРС30	Вкладиші від-повідальних підшипників	Сплав міді та свинця із слідами ле-гірованих домішок.	Питомий тиск (кон-тактний) p = 10...15МПа. Окружна швидкість ϑ = 4...5 м/с	Поверхнева твердість не змінюється до 150 °С. Добра коро-зійна стійкість в ат-мосферних умовах. Механічна оброблю-ваність відмінна	Схильна до ліквації. Легування сріблом зменшує розмір ден-дритів та підвищує антифрікційність
4.5.Бронза бе-рилієва	БрБ2	Пружини, пру-жні деталі, зно-состійкі деталі	Берилій, нікель	Механічні властиво-сті визначаються технологією	Висока міцність та зносостійкість, висо-кі пружинні власти-вості, добрі анти-	Задовільна зварюва-ність та механічна оброблюваність. Ви-сока деформованість

Додаток (продовження)

Наймену-вання	Позна-чення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
				Часовий опір σ_B – до 500 МПа Відносне здовження δ > 20 %	фрикційні якості	у загартованому стані
5. ПІДШИПНИКОВІ СПЛАВИ						
5.1.Бабіти олов'яні та свинцеві	Б88, Б83, Б83С, БН, Б16, БС6	Підшипники сковзання всіх типів двигунів	Сурма, мідь, кадмій, нікель	Границя міцності при стиску 108...144 (11...14,7) МПа(кгс/мм^2) Температура початку розплавлення 230 ... 247 °С Питомий тиск P = 8...20 МПа Окружна швидкість 30...50 м/с	Високі швидкості ковзання при задовільних контактних тисках. Мають високу корозійну стійкість. Відмінно механічно обробляються	
5.2.Сплави алюмінієві антифрикційні	АСМ	Підшипники сковзання із біметалевої стрічки	Сурма, магній	Навантаження 19,5 (200) МН/м^2(кгс/см^2) Швидкість сковзання 10 м/с	Висока технологічність отримання вкладишів. Висока корозійна стійкість.	
6. КОМПОЗИЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ						
6.1. Вуглеграфіт спечений з насичуванням	АО1500-СО5	Водяні насоси – пари тертя: ком-	—	Антифрикційні властивості в умовах рідинного та полурідинного тертя. Допустиме питоме навантаження 3,9 МПа		Насичений 95% олова та 5% свинцю, що значно знижує пори-

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легіруючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
свинцем та оловом		позит – сталь 30 х13		Допустима робоча швидкість 15 м/с при температурі експлуатації до 300 °С. Коефіцієнт тертя в режимі сухого тертя в межах 0,07...0,15. Границя міцності при стиску 147 МПа		стисть і, тобто, витікання крізь пори, а також збільшує модуль пружності, твердість та теплопровідність. Недолік– низька ударна в'язкість (крихкість).
6.2. Вуглеграфітовий	АГ-1500	Для ущільнення газової та повітряної порожнин роторів турбін, компресорів	—	Антифрикційні властивості в умовах сухого тертя. Коефіцієнт тертя 0,08...0,15. Допустиме питоме навантаження 1,9 МПа. Допустима робоча швидкість 25 м/с при температурі експлуатації 450 °С в окисно-газовому середовищі, а також у нейтральному середовищі при експлуатаційній температурі до 2500 °С. Границя міцності при стиску 68,6 МПа		Висока зносостійкість та температуростійкість, низька теплопровідність та ударна в'язкість
7. П Л А С Т М А С И						
7.1. Фторопласт – 4	Ф – 4	При виготовленні прокладочних та антифрикційних деталей	—	Стійкість до будь-яких середовищ при експлуатаційній температурі у межах від 60°С до 250°С, в тому числі при їхній роботі	Постачається у вигляді заготовок. Піддається усім видам механічної обробки	Недолік –хладотекучість

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
				в умовах тропічного клімату.		
7.2. Текстоліт	Текстоліт ПТ Текстоліт А Текстоліт МА	Використовується як з'єднуючі втулки, ізолятори, прокладки	—	Стійкість до будь-яких експлуатаційних температур у межах від –40 °С до +130 °С, в тому числі при їхній роботі в умовах тропічного клімату	Постачається у вигляді листів. Обробляється обточуванням, фрезеруванням, свердленням без утворення тріщин та сколів.	
7.3. Поліаміди	ПА – 6	Для виготовлення деталей, що мають високу механічну міцність. Для виготовлення шестерень, редукторів, підшипників, які працюватимуть без змащення	—	Стійкій до діяння бензину, масел, води матеріал при температурі експлуатації до 140 °С		Перероблюються у вироби методом лиття під тиском. Також застосовуються як зносостійкі покриття металевих поверхонь тертя
7.4.Пресматеріали	АГ – 4	Для виготовлення виробів конструкційного або	—	Надійно працюють при експлуатаційній температурі в діапазоні від –196°С до +200°С. Висока стійкість до агресивних середовищ. Водопоглинання незначне й не		Перероблюються прямим або ливарним пресуванням. Матеріал добре

Додаток (продовження)

Наймену-вання	Позна-чення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легіруючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
		електротехнічного призначення підвищеної міцності		впливає на механічні та електроізоляційні властивості.		армується.
7.5.Мультиметали та пластик-метали	Матеріали фірми “Діамант-метал-пластик”, Німеччина	Передбачені для виправлення дефектів на литві, яке оброблене механічно: - усунення раковин, помилкових свердлень; - відновлення зірваної різьби; - встановлення втулок в негерметичні канали; - нарощення ущільнювальних поверхонь; - усунення протікання по тілу вузлів чи деталей	—	Мультиметали та пластик-метали – це 2-компонентні матеріали різної в’язкості (рідинно-текучі та пастоподібні). Мультиметали: - алюмінієвий рідинний; - алюмінієвий 1298 (пастоподібний); - чавунний рідинний; - чавунний пастоподібний; - сталевий рідинний; - сталевий пастоподібний. Пластик-метали: - залізо-пластик А/А; - залізо-пластик “Superior”; - стале-пластик А/А; - стале-пластик “Superior”; - алюмо-пластик А/А; - алюмо-пластик “Superior”; - міде-пластик А. Залежно від в’язкості мультиметалів чи пластик-металів виправлення дефектів здійснюється литвом чи шпатлюванням.		Високий вміст металевих домішок дозволяє здійснювати декоративний ремонт, тобто оброблена зона стає непомітною на поверхні деталі

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
				Змішування компонентів здійснюється перед нанесенням. Затвердіння триває 24 год при температурі 20 °С або впродовж 3-4 год при температурі 60...80 °С. Матеріали не підлягають усадці та розтріскуванню; після затвердіння можуть оброблятися різанням		
8. АНАЕРОБНІ МАТЕРІАЛИ						
8.1. Анатерм	АН – 1; АН – 1У	Усунення мікропор, мікротріщин та інших дефектів у зварених швах, литих чи пресованих деталях за допомогою пропитування рідинними герметиками. Насичування здійснюється методом наливу, занурювання або діяння надлишкового тиску повітря.	—	Основна властивість – це анаеробність, тобто здатність необмежений час знаходитися у рідинному стані та тверднути безпосередньо в ущільнювальному зазорі на протязі кількох годин за рахунок відсутності кисню повітря. Твердіння здійснюється при кімнатній температурі. АН – 1 твердіє на протязі 24 год; АН – 1У твердіє на протязі 3 – 6 год		Дані матеріали мають високу здатність проникнення (на рівні керосину) за рахунок низької в’язкості та капілярного ефекту. Недоліком таких герметиків є тривалість насичування (необхідно обробляти кожну дефектну зону окремо)

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
8.2. Насичувальний компаунд	ПК – 80	Усунення мікропор, мікротріщин та інших дефектів за допомогою насичування у вакуум-напірних резервуарах	—	Твердіння матеріалу здійснюється за рахунок анаеробного та теплового діяння гарячої води		Цей матеріал здатен автоматизувати процес насичування за рахунок обробки великої кількості деталей (залежно від об’єму резервуара) та скоротити час твердіння (до 30 хв).
8.3. Унігерм	УГ – 8; УГ – 9	Фіксація та герметизація різьбового кріплення та циліндричних з’єднань (замість гарячої та пресової посадок)	—	Твердіння здійснюється безпосередньо в ущільнюваному зазорі на протязі 1... 6 год після затягування з’єднань. Повністю заповнюючи простір між витками різьби, матеріал усуває переміщення деталей в зазорі	Підвищує стійкість до діяння вібрації, ударів. Забезпечує рівномірний розподіл навантажень по довжині різьби.	Герметики УГ-8 та УГ-9 мають однакові міцнісні характеристики, відрізняючись тільки в’язкістю
9. Г Е Р М Е Т И К И						
9.1. Герметики тіоколові	У-30М; УТ-32	Для герметизації фланцевих з’єднань, клепаних та інших	—	—	Основні якості: - робоче середовище– повітря, паливо;	—

Додаток (продовження)

Найменування	Позначення	Застосування у двигунах НТМ	Основні легуючі елементи	Міцність та інші характеристики	Основні властивості	Інші переваги та недоліки
		металевих конструкцій			- температура експлуатації від –60 °С до +130 °С Герметик багатокомпонентний. Змішування здійснюється перед застосуванням	
9.2.Герметики на основі каучуку	Віксант У-1-18	Для герметизації МТВ, відсіків приладів, для поверхневої та внутрішньошовної герметизації.	—	Самовулканізований	Основні якості: - робоче середовище– повітря; -$t_{ексил}$=–60°С... +250°С. Герметик багатокомпонентний. Змішування здійснюється перед застосуванням	Застосовується з підшарком (без цього відсутня адгезія до металів та неметалів
	КЛТ-75Т	Для герметизації вузлів виробів двигунів	—	Самовулканізований	Робоче середовище: повітря, дизельне паливо, масла, вода. Герметик однокомпонентний.	

Додаток (продовження)

10. Г У М И

Найменування	Позначення	Умова експлуатації		Застосування
		Середовище	Температура , °С	
10.1 Маслобензостійкі гуми на основі бутадієн-нитрильних каучуків (СКН)	9831	Вода, низькозамерзаюча рідина; масла; мастила	–30...+150; –30...+150; –30...+125	Ущільнення систем змащення. Дана гума містить у своїй рецептурі свинцевий глет, що забезпечує добру водостійкість. Широко застосовується в системі охолодження. Ущільнювальні кільця, прокладки
	51-3029	Повітря; масла моторні; вода; палива: Т-1; ТС-1; бензин; мастила дизельні	–50...+120; –40...+130; –40...+130; –50...+90; –40...+125; –40...+125	Ущільнення паливних та масляних систем. Ущільнювальні кільця, прокладки, манжети, втулки, амортизатори
	783-2 3825	Масла моторні; мастила	–40...+130	Манжети для обертальних валів з високою зносостійкістю
	1078	Масла моторні; палива моторні; мастила	–35...+130; –50...+125; –30...+130	Ущільнення паливних та масляних систем. Ущільнювальні кільця, прокладки, клапани систем ДВЗ, манжети
	4326-1	Повітря; масла, мастила; палива всіх видів	–40...+100; –40...+100; –30...+80	Прокладки, втулки, амортизатори, клапани систем ДВЗ, гумоткані пластини
10.2. Маслобензостійкі гуми на основі комбінації хлоропренових та нітрильних каучуків	НО68-1; НО68-1М; 638МА-2	Повітря; масла, мастила; вода	–50...+100; –40...+130; –40...+100	Враховуючи наявність хлору в каучуку, дані гуми мають високу світлоозоностійкість. Добрі адгезійні якості даних гум використовують для виготовлення гумометалевих, гумотканих виробів (прокладок, рукавів, мембран)

Додаток (закінчення)

Найменування	Позначення	Умова експлуатації		Застосування
		Середовище	Температура , °С	
10.3. Тепло- та агресійностійкі гуми на основі фтористих каучуків	1268 1316	Повітря; масла, мастила; палива	–20...+200	Широко застосовуються у відповідних теплонапружених вузлах масляних, паливних, повітряних систем та (як виняток) водяних систем. Для ущільнення циліндрів ДВЗ, форсунок та клапанів
	1225	Масла	–20...+130	Дана гума відрізняється достатньою зносостійкістю. Використовується для виготовлення манжет
10.4. Тепломорозостійкі гуми для повітря на основі силоксанових та фторсилоксанових каучуків	1400; 1401	Повітря	–50...+250	Гуми мають низьку міцність ($\sigma_{розр} \leq$ 5 МПа), тому їх застосовують для виготовлення не навантажених деталей (прокладки, кільця). Але, враховуючи достатні адгезійні якості по відношенню до склотканин, капрону, їх використовують для виготовлення термостійких патрубків, гумотканих мембран.
	51-1434	Повітря; повітря з парою масел та палив	–55...+200	
	5р-129	Повітря; повітря з парою масел та палив	–50...+200	

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА. 3
ВСТУП. 6
ГЛАВА 1. ОРГАНІЗАЦІЯ РОЗРОБКИ НОВОЇ МОТОРНОЇ ТЕХНІКИ. 9
1.1. Документальне забезпечення розробки ДВЗ. 9
1.2. Етапи ДКР при створенні нової моторної техніки для НТМ. 11
1.2.1. Технічна пропозиція. 11
1.2.2. Ескізний, технічний проект. 12
1.2.3. Розробка робочої конструкторської документації. . . 12
1.2.4. Підготовка дослідного виробництва. 13
1.3. Доводка конструкції двигуна. 13
1.4. Державні випробування двигуна у складі об’єкта. 14
1.5. Затвердження документації міжвідомчою комісією. . . . 14
1.6. Прийняття об’єкта на озброєння. 15
1.7. Організація серійного виробництва нового двигуна. . . . 15
1.7.1. Установочна партія. 15
1.7.2. Контрольна партія. 15
1.7.3. Контрольні перевірки двигуна в процесі серійного виробництва. 16
1.7.4. Подальше удосконалення двигуна. 16
1.7.5. Покупні вироби. 16
1.7.6. Ремонтні заходи та документація. 16
1.7.7. Документація на особливий період. 17
1.7.8. Передавання конструкторської документації на інші підприємства-виробники. 17
Контрольні запитання та завдання. 18
ГЛАВА 2. ОСНОВИ ДОВОДКИ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НТМ. 19
2.1. Місце доводки конструкцій у розробці перспективних двигунів НТМ 19
2.2. Цілі доводки конструкції двигуна. 20
2.3. Принципи доводочних робіт. 23
2.4. Етапи доводки конструкції двигуна. 23
2.4.1. Компоновка двигуна в наземних транспортних машинах (НТМ). 24
а) Варіанти компоновок силових установок. 24
б) Особливості розміщення двигуна в МТВ. 25

в) Монтаж двигуна в об'єкті. 27
г) Заходи щодо забезпечення вільного теплового розширення двигуна в МТВ. 28
д) Поєднання елементів двигуна і систем об'єкта. 29
2.4.2. Конструкторсько-доводочні стендові випробування. 31
2.4.3. Попередні (заводські) випробування. 31
2.4.4. Приймальні (міжвідомчі) випробування. 32
2.4.5. Тривалі доводочні випробування партії двигунів у складі партії об'єктів. 32
2.5. Методи випробувань двигунів при доводці їх конструкцій. 34
2.5.1. Стендові випробування. 35
а) Періодичні випробування двигунів мотоциклів, мопедів, моторолерів, мотовелосипедів. 35
б) Тривалі випробування на безвідказність автомобільних двигунів. 37
в) Тривалі випробування на безвідказність дизелів тракторів та комбайнів. 42
г). Випробування на безвідказність дизелів малогабаритних тракторів. 44
д) Приймальні випробування тепловозних дизелів. 45
е) Випробування двигунів наземних транспортних машин. 47
2.5.2. Методи прискорених моторних випробувань при доводці двигунів. 49
а) Способи скорочення тривалості моторних випробувань. 50
б) Основи розробки методів прискорених випробувань при доведенні двигунів. 52
Контрольні запитання та завдання. 58
ГЛАВА 3. ОПЕРАЦІЇ ДОВОДКИ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ НТМ. 59
3.1. Аналіз робіт по доводці двигунів типу 5ТДФ. 59
3.2. Вибір режимів роботи двигунів НТМ при прискорених доводочних стендових випробуваннях. 61
3.3. Операції доведення деталей та вузлів двигунів НТМ. . . 69
3.3.1. Доводка поршневої групи. 69

а) Прискорені випробування поршневих ущільнюючих кілець. 70
б) Прискорені лабораторні випробування жарових кілець. 72
в) Прискорені моторні випробування жарових кілець. 74
г) Прискорені випробування накладок поршня. 75
3.3.2. Прискорені випробування робочого колеса компресора. 76
а) Прискорені випробування робочого колеса компресора двигуна 5ТДФ. 76
б) Прискорені випробування робочого колеса компресора двигуна 6ТД-1. 80
3.3.3. Прискорені випробування випускних колекторів . . . 81
3.4. Прискорені лабораторні випробування при доводці конструкцій деталей та вузлів двигунів НТМ. 83
3.4.1. Прискорені випробування шатунів. 83
а) Випробування стерижня шатуна. 85
б) Випробування нижньої головки шатуна. 87
3.4.2. Прискорені випробування шарикопідшипників. . . . 89
3.4.3. Прискорені доводочні випробування нагнітаючих масляних насосів на кавітаційну стійкість. 91
3.4.4. Утомні випробування ресор 94
3.4.5. Прискорені випробування плунжерних пар ПНВТ. 96
3.4.6. Прискорені вібраційні випробування шестірень. . . . 96
Контрольні запитання та завдання. 99
ГЛАВА 4. ОСНОВИ ДОВОДКИ КОНСТРУКЦІЙ ОБ’ЄКТОВИХ СИСТЕМ ДВИГУНІВ НТМ. 100
4.1. Основи доводки системи повітропостачання. 101
4.1.1. Аналіз особливостей функціонування системи повітропостачання в об’єкті. 101
4.1.2. Основи доводки засобів очищення повітря у складі НТМ. 106
а) Способи очищення повітря в об’єктових умовах. . . . 106
б) Конструкція повітроочисника об’єкта Т80УД. 107
в) Знос деталей двигуна в процесі експлуатації. 110
г) Методи підвищення зносостійкості деталей та вузлів при доводці системи повітропостачання двигуна. 114

д) Ресурсні оцінки при доводці системи повітропостачання двигуна НТМ. 121
е) Спеціальні прискорені об'єктові випробування на зносостійкість при доводці двигунів НТМ. 123
є). Особливості доводки газотурбінних двигунів (ГТД) в умовах підвищеного пилового навантаження. 129
4.2. Особливості доводки об'єктової системи випуску газів. 137
4.2.1. Конструктивні варіанти об'єктових систем випуску. 138
4.2.2. Операції доводки об'єктових систем випуску. 143
4.2.3. Забезпечення роботи газоповітряного тракту в особливих умовах. 143
а) Особливості подолання водних перешкод. 147
б) Захист силової установки від ураження ударною хвилею. 149
в) Розробка методів доводки газоповітряного тракту для роботи в особливих об'єктових умовах. . 149
4.3. Доводка об'єктової системи охолодження двигуна НТМ. 150
4.3.1. Основи доводки конструкції високо температурної системи охолодження в об'єктових умовах 151
а) Розробка та доводка заходів щодо зниження тепловіддачі від двигуна в об'єктову систему охолодження. 153
б) Вибір величини прокачування охолоджувальної рідини. 161
в) Вибір тиску рідини в системі охолодження. 162
г) Вплив режимів зупинки двигуна на розгерметизацію системи охолодження. 171
д) Вплив якості охолоджувальної рідини на кавітаційну стійкість двигуна. 173
4.3.2. Доводка об'єктової системи охолодження двигуна на основі методів прискорених випробувань. 175
а) Прискорені вібраційні випробування. 175
б) Прискорені випробування по усуненню застійних зон. 177

в) Прискорені випробування на корозійну стійкість. 178
г) Усунення відказів системи охолодження при раптових зупинках двигуна. 180
4.3.3. Особливості конструкції та доводки вентиляторної системи охолодження в об'єктових умовах. 180
4.4. Доводка об'єктової системи змащення двигунів НТМ. 186
4.4.1. Методики прискорених оцінок експлуатаційних властивостей моторних масел. 186
а) Лабораторні дослідження властивостей масел. 187
б) Відбіркові випробування. 187
в) Попередні випробування. 189
г) Кваліфікаційні випробування. 189
д) Приймально-здаточні випробування. 193
4.4.2. Передпускова підготовка двигуна перед початком доводочних випробувань. 195
4.4.3. Особливості зовнішньої об'єктової системи змащення та заходи контролю якості її роботи при доводці. 198
4.4.4. Розрахунок системи змащення як основа доводочних операцій. 203
4.4.5. Нейтралізація впливів поздовжніх та поперечних кренів при доводці двигуна. 205
4.4.6. Доводка системи змащення по фактору витрати масла. 208
а) Шляхи зниження витрат масла в чотиритактних двигунах. 210
б) Шляхи доводки конструкції системи змащення за фактором витрати масла у двотактних двигунах із протилежно рухомими поршнями. 212
в) Доводка системи змащення з метою зниження витрат масла при експлуатації при низьких частотах обертання колінчастого вала. 217
г) Доводка системи змащення по фактору середньо-експлуатаційної витрати масла. 222
д) Вибір вихідної величини витрати масла для двигунів НТМ. 224
4.5. Доводка об'єктової системи живлення паливом двигуна НТМ. 227

4.5.1. Види моторних палив та заходи щодо поліпшення їх якостей при об'єктовій доводці. 228
а) Особливості дизельних палив. 228
б) Депресорні присадки. 229
в) Присадки, що ініціюють процес згоряння. 230
г) Антидимні присадки. 233
д) Дизельне паливо обважненого фракційного складу (ОФС). 236
е) Дизельне паливо розширеного фракційного складу (РФС). 238
є) Використання газового конденсату у якості палива для дизеля. 239
ж) Пожежобезпечне дизельне паливо. 241
з) Використання нафти у якості палива. 243
і) Рослинні альтернативні палива. 244
к) Заходи щодо доведення якостей палив при об'єктовому використовуванні. 247
4.5.2. Напрямки доводки паливної системи низького тиску. 250
а) Шляхи доводки паливної системи низького тиску (ПСНТ) при забезпеченні роботи двигуна на бензині. 250
б) Доводка ПСНТ згідно з факторами очищення палива від повітря і води. 251
в) Доводка автоматики аварійної зупинки двигуна НТМ. 253
4.6. Особливості доводки системи пуску двигуна в об'єкті. 255
Контрольні запитання та завдання. 257
ГЛАВА 5. ДІАГНОСТУВАННЯ ЯК ЗАСІБ КОНТРОЛЮ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОВОДКИ ДВИГУНІВ НТМ. 260
5.1. Основи технічної діагностики двигунів НТМ. 261
5.1.1. Діагностичні поняття. 262
5.1.2. Теоретична база діагностування. 262
5.2. Кібернетичні засоби діагностування двигунів НТМ. . . . 269
5.3. Метрологічне забезпечення діагностичних систем двигунів НТМ. 275
5.4. Моделі діагностування двигунів НТМ. 281
5.4.1. Специфіка діагностування ДВЗ. 281

5.4.2. Модель діагностування за загальним станом. 285
5.4.3. Модель діагностування за вібраціями та рівнем шумів. 290
5.4.4. Діагностування за енергетичними показниками. 304
5.4.5. Комп'ютерна діагностика за параметрами картерного масла. 310
5.4.6. Комп'ютерні системи керування та шляхи поліпшення діагностування двигунів НТМ нового покоління. 317
5.5. Приклади діагностичних операцій при доводці двигунів НТМ. . . . 320
5.5.1. Діагностична оцінка об'єктової агрегатної потужності двигуна. 321
5.5.2. Оцінка рівномірності роботи циліндрів. 322
5.5.3. Оцінка загального стану циліндропоршневої групи. 323
5.5.4. Віброакустичне діагностування при доводці двигунів НТМ. 326
5.5.5. Діагностування двигуна за складом випускних газів 328
5.5.6. Контрольна діагностика системи змащення при тривалих доводочних випробуваннях. 328
5.5.7. Контрольне діагностування системи охолодження при тривалих доводочних випробуваннях. 330
Контрольні запитання та завдання. 332
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ. 333
ДОДАТОК. 335

ВІДОМОСТІ ЩОДО АВТОРІВ

МАРЧЕНКО Андрій Петрович

Проректор з наукової роботи, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з екології, вторинного тепловикористання та оптимізації робочого процесу перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

РЯЗАНЦЕВ Микола Карпович

Генеральний конструктор з танкових двигунів, заслужений діяч науки і техніки та академік Інженерної академії наук України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з конструювання, доводки та оптимізації технічного рівня перспективних танкових дизелів, Лауреат Державних премій України.

ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

Виконуючий обов’язки завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”, заслужений діяч науки та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з надійності та тривалої міцності деталей перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

Навчальне видання

МАРЧЕНКО Андрій Петрович
РЯЗАНЦЕВ Микола Карпович
ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Серія підручників у 6 томах

Том 2

ДОВОДКА КОНСТРУКЦІЙ ФОРСОВАНИХ ДВИГУНІВ НАЗЕМНИХ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

За редакцією А.П. Марченка
А.Ф. Шеховцова

Редактори В.М. Баранов
Л.Л. Яковлєва

План 2004 р., п.11/

Підписано для друку Формат Папір
Друк – ризографія. Гарнітура. Times. Ум. друк. арк.
Обл. – вид. арк. 23,3. Тираж 500 прим.
Зам. № Ціна договірна

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000.
Видавничий центр НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ “ХПІ”
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

433