

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.12 – КМР. 463 “С” 2023.03.28. 018 ПЗ

ЛОБОДА БОГДАН РУСЛАНОВИЧ

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет

Конструювання та дизайну

УДК 61:01-5/1694-3

ПОГОДЖЕНО

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
Надійності техніки
(назва кафедри)

Новицький А.В.

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Підвищення ефективності діагностування систем газотурбінного наддуву двигунів мобільної сільськогосподарської техніки»

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та обладнання

сільськогосподарського виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми

освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

Новицький А.В.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:

К.Т.Н., доцент

Банний О.О.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

Виконав:

Лобода Б.Р.

(підпис)

(ПІБ)

КИЇВ - 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет

Конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Надійності техніки

(назва кафедри)

К.Т.Н., доцент

(підпис)

Новицький А.В.

(ПІБ)

2022 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Лобода Богдан Русланович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність

133 – «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Технічний сервіс машин та обладнання
сіськогосподарського виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи «Підвищення ефективності діагностування систем
газотурбінного наддуву двигунів мобільної сіськогосподарської техніки»

затверджена наказом ректора НУБіП України від 28 березня 2023р. № 463 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2023.11.12

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи У процесі експлуатації
сіськогосподарських МЕЗ з турбонадувом від 30 до 50 % усіх відмів несідає
система відпрацьованих газів через зношування прецизионних деталей,
переважно пар тертя. Для діагностування турбокомпресорів запропоновано
діагностичний комплекс, який покращує роботу діагностики ГРК.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз відмів турбокомпресорів автотракторної техніки;
2. Підвищити ресурс ГРК
3. Отримати від діагностування позитивний економічний ефект.

Дата видачі завдання “15” жовтня 2022 року

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Банний О.О.

(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Лобода Б.Р.

(ПІБ)

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ І ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1 Особливості функціонування ТКР дизелів мобільних сільськогосподарських агрегатів.....	9
1.2 Експлуатаційні показники турбонаддуву тракторних дизелів.....	14
1.3 Аналіз причин відмов та проявів несправностей ТКР автотракторних двигунів в експлуатації.....	15
1.3.1 Алгоритм дій під час пошуку причин відмови «Низька потужність двигуна, чорний дим із вихлопної труби».....	16
1.3.2 Алгоритм дій під час пошуку причин відмови «Синій дим із випускної труби».....	17
1.3.3 Алгоритм дій при пошуку причин відмови «Підвищена витрата олії (без синього диму)»	18
1.3.4 Алгоритм дій під час пошуку причин відмови «Шумна робота турбокомпресора».....	18
1.3.5 Аналіз причин підвищеної теплонапруженості автотракторного двигуна в експлуатації.....	19
1.4 Структурні та діагностичні параметри турбокомпресорів	25
1.5 Методи та засоби діагностування агрегатів турбонаддуву	27
1.6 Існуючі методичні підходи в оцінці працездатності турбокомпресорів за параметрами подачі повітря та теплонапруженості двигуна	36
1.7 Мета та завдання дослідження.....	39
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ СИСТЕМ НАДДУВА.....	41
2.1 Теоретичні дослідження взаємозв'язків показників подачі повітря з показниками роботи двигуна при газотурбінному наддуві.....	41
2.2 Обґрунтування граничних значень показників роботи турбокомпресора.....	45
2.3 Обґрунтування та вибір параметрів турбокомпресора, що діагностуються.	47
2.4 Розвиток методів оцінки стану тракторних двигунів за параметрами повітроподачі та теплонапруженості	48
2.5 Висновки за розділом 2.....	51
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	52

	5
3.1 Експериментальне обладнання.....	52
3.2 Визначення контрольованих параметрів та їх меж.....	52
3.3 Первинні перетворювачі та плата збору даних.....	54
3.4 Висновки за розділом 3	58
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВА ДВИГУНІВ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....	59
4.1 Закономірності зміни діагностичних показників ТКР на різних.....	59
4.2 Результати перевірки адекватності математичної моделі	63
4.3 Закономірності зміни діагностичних показників ТКР під час імітації несправностей у системі наддуву.....	64
4.4 Розробка засобів діагностування систем наддуву автотракторних ДВЗ.....	66
4.4.1 Реалізація методів діагностики систем наддуву двигунів внутрішнього згоряння в мотор-тестерах російського та зарубіжного виробництва	68
4.5 Висновки за розділом 4	70
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУКИ.....	72
5.1 Розрахунок економічної ефективності методу діагностування за допомогою розробленого мотор-тестеру.....	72
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	77
ДОДАТКИ.....	84

ВСТУП

Актуальність роботи. Розвиток ринкових взаємин у АПК ставить актуальною проблему підвищення ефективного використання мобільної сільськогосподарської техніки. У зв'язку з цим приділяється велика увага заходам, спрямованим на підтримку техніки у працездатному стані. Проте фінансова та матеріальна затратність таких заходів залишається дуже високою, і за весь період експлуатації машин співміру з витратами на виробництво нової техніки. Зменшити витратність технічних заходів на підтримку сільськогосподарської техніки у працездатному стані можливо шляхом діагностування у процесі її функціонування.

Найбільш трудомістким та наукомістким залишається процес діагностування двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) мобільних енергетичних засобів. Несправності двигуна ведуть до зниження продуктивності, погіршення економічності та екологічності машинно-тракторного агрегату (МТА).

Статистика виходу з ладу окремих вузлів і агрегатів автотракторних ДВС показує, що 45% усіх відмов становлять відмови системи живлення паливом і повітрям [6]. Отже, дослідження, спрямовані на вдосконалення методів та засобів діагностування повітроподачі систем автотракторних двигунів з газотурбінним наддувом (ГТН) при технічному сервісі є актуальними.

Мета та завдання дослідження. Метою магістерської роботи є розробка методів та засобів діагностування систем подачі повітря двигунів мобільної сільськогосподарської техніки.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі завдання :

- вивчити умови роботи ТКР у системі подачі повітря автотракторних дизелів;
- провести аналіз існуючих методів та засобів діагностування агрегатів подачі повітря тракторних дизелів з газотурбінним наддувом;
- Провести комплексний аналіз взаємозв'язків показників повітроподачі з показниками двигуна при газотурбінному наддуві;
- розробити методи та обґрунтувати гранично допустимі показники роботи

турбонаддуву в процесі експлуатації;

- вивчити та сформулювати причинно-наслідкові зв'язки дефектів агрегатів подачі повітря тракторних дизелів з газотурбінним наддувом;

- розробити діагностичні засоби для безрозбірної оцінки технічного стану систем газотурбінного наддуву на основі портативних ЕОМ для стаціонарних та експлуатаційних умов;

- оцінити економічну ефективність розроблених заходів та впровадити їх у виробництво.

Об'єкти досліджень. Система подачі повітря тракторного двигуна з газотурбінним наддувом.

Предмет дослідження. Закономірності зміни показників роботи турбонаддува двигуна в умовах експлуатації.

Теоретичною та методологічною основою дисертаційного дослідження послужили праці вітчизняних та зарубіжних вчених у технічній галузі, публікації в періодичному друку, методологічні матеріали практичного характеру, матеріали міжнародних, всеросійських та регіональних конференцій.

Діяльність використовувалися законодавчі акти та інші нормативно-правові документи РФ і РМ.

Наукова новизна дисертаційного дослідження:

- отримані теоретичні залежності, що описують вплив різних експлуатаційних факторів на показники роботи турбокомпресора та двигуна;

- встановлений кількісний взаємозв'язок діагностичних параметрів турбокомпресора (ТКР) з теплонапруженістю двигуна;

- Запропоновано нові ефективні засоби діагностування систем газотурбінного наддуву сільськогосподарської техніки.

На захист виносяться :

- теоретичні залежності, що описують вплив різних експлуатаційних факторів на показники роботи турбокомпресора та двигуна мобільного енергетичного засобу;

- рекомендації щодо допускових значень тиску надвугне повітря двигуна

Д-245-35 з ТКР-6.1-00-01, обґрунтовані розрахунково-аналітичними та експериментальними дослідженнями,

- нові методи та засоби діагностування функціонування турбокомпресора двигуна мобільного енергетичного засобу.

Апробація роботи. Основні положення та результати досліджень доповідалися на X Міжнародній науково-технічній конференції з нагоди 116-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Володимира Савовича

КРАМАРОВА (1906-1987) та 125-ї річниці НУБіП України «КРАМАРОВСЬКІ ЧИТАННЯ» (23-24 лютого 2023 р.)

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, змісту, п'яти розділів, загальних висновків, списку літератури та додатків.

Робота викладена на 88 сторінках машинописного тексту, містить 27 рисунків та 8 таблиць. Бібліографія включає 78 джерела.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ І ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ

НУБІП УКРАЇНИ

ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Особливості функціонування ТКР дизелів мобільних сільськогосподарських агрегатів

Основою енергетичного забезпечення технічних процесів у рослинництві на найближчу перспективу залишаться енергонасичені трактори, обладнані високофорсованими двигунами з газотурбінним наддувом [2, 9, 17]. Сьогодні газотурбінним наддувом забезпечені практично всі комбайнові і багато тракторних двигунів (СМД-60/61, СМД-62/63, СМД-64/65, СМД-66/67, СМД-31/32, СМД-17/18, ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Н, Д-245, Д-260 та ін) [1, 56, 57, 83].

Для наддуву цих двигунів використовуються турбокомпресори (ТКР) різних типорозмірів: ТКР - 11 (із зовнішнім діаметром колеса компресора $D_K=110$ мм), ТКР-9 (з $D_K=90$ мм), ТКР - 8,5 (з $D_K=85$ мм), ТКР - 7 (з $D_K=70$ мм) [45].

Досвід експлуатації турбокомпресорів тракторних і комбайнових двигунів з газотурбінним наддувом (ЯМЗ-238НБ, СМД-60, СМД-17КН та ін) показує, що турбокомпресор є одним з менш надійних вузлів. Частка відмов турбокомпресора становить до 13% від кількості відмов по двигуну. Середні доремонтні та міжремонтні середні ресурси окремих двигунів та їх турбокомпресорів характеризуються даними, наведеними в таблиці 1.1 [10].

Таблиця 1.1 Середні ресурси двигунів та турбокомпресорів

Марка двигуна	Нові, м-ч		Відремонтовані, м-ч	
	двигун	турбокомпресор	двигун	турбокомпресор
СМД-60	3800	3140	2200	1950
ЯМЗ-238НБ	4200	3580	3400	2700

Ресурс як у нового, так і відремонтованого турбокомпресора в середньому на 20 % нижче ресурсу відповідно нового і відремонтованого двигунів. Ресурс відремонтованого турбокомпресора становить 62% від нового ресурсу.

Слабкими ланками ТКР є сполучення «вал ротора - підшипник» і «зовнішня поверхня підшипника - отвір корпусу», довговічність яких визначає

ресурс агрегату.

Турбокомпресори, встановлені на дизелі, працюють спільно з поршневыми двигунами і використовують низькотемпературну частину загального теплового напору газів, що відпрацювали. Швидкість обертання ротора ТКР залежить від кількості, тиску і температури, що надходять від двигуна газів, які у свою чергу, залежать від навантаження двигуна і частоти обертання колінчастого валу.

Номинальні частоти обертання роторів сучасних турбокомпресорів досягають 60000 хв^{-1} , максимальні - значно вище [11]. Високий швидкісний

режим роботи турбокомпресорів значно посилює умови роботи, як самого ротора, так і деталей, що з ним контактують.

Робочі колеса турбокомпресорів піддаються дії відцентрових сил і пульсуючого тиску газів. Під впливом змінних зусиль з'являються вібрації диска і лопаток [16].

У найбільш важких умовах працює колесо турбіни, що зазнає дії високих нестабільних температур і стрибків тиску. Температура газів перед турбіною при тривалій роботі досягає $700 \text{ }^\circ\text{C}$, температура корпусних деталей досягає $107 \dots 147 \text{ }^\circ\text{C}$ з боку компресора і $670 \dots 720 \text{ }^\circ\text{C}$ з боку турбіни [54].

Однією з причин втрати працездатності ТКР є руйнування турбінних коліс через втрагу стійкості роботи на деяких режимах, що призводять до помпажу, при якому виникають різкі періодичні коливання тиску та витрати повітря [49]. При помпажі відбувається значне збільшення амплітуди вібрації лопаток і накопичення в них втомних ушкоджень (рис. 1.1) [49], що може призвести до

втрати частини лопаток (рис. 1.2), а за яких випадків колесо може зруйнуватися.

Фактором зниження частоти обертання ротора турбокомпресора експлуатації служить збільшення механічних втрат в результаті тертя обертових частин ротора про нерухомі деталі ТКР.



Рисунок 1.1 - Втомні тріщини на крильчатці турбіни внаслідок підвищеної вібрації та перекручування.



Рисунок 1.2 - Втомні тріщини на крильчатці турбіни з частковим руйнуванням лопаток внаслідок підвищеної вібрації та перекручування

Таке явище спостерігається у практиці при збільшеному осьовому переміщенні ротора, а також внаслідок відкладення смолистих нагароутворень на робочих деталях турбокомпресора (рис. 1.3) [6].



Рисунок 1.3 - Відкладення смолистих відкладень на валу турбокомпресора

Відхилення швидкохідного режиму ТКР від номінального у бік зменшення призводить при незмінній паливоподачі до зниження коефіцієнта надлишку повітря, а отже, і зростання теплонапруженості двигуна [92]. Аналогічну закономірність зміни показників двигуна в експлуатації відзначають автори у разі збільшення отору повітря охочі [52, 77, 91, 92].

На неприпустиме порушення теплового стану двигуна в експлуатації останнім часом заострюють свою увагу все більша кількість досліджень [46, 70, 71, 81, 136].

Особливістю роботи двигунів з ГТН на перехідних режимах є невідповідність повітропостачання цикловим подачам палива, що призводить до зниження коефіцієнта надлишку повітря. Порушення робочого процесу двигуна при цьому виникає не тільки за рахунок інерційності ротора ТКР, що викликає запізнення подачі повітря, але і за рахунок характеристики механічного регулятора, що здійснює подачу палива незалежно від подачі повітря [69, 71].

Зазначені особливості системи повітря постачання двигунів з турбонадувом приводять в умовах експлуатації до суттєвого відхилення коефіцієнта надлишку повітря від оптимального значення, а, отже, до зниження паливної економічності, підвищеної димності вихлопу та можливого збільшення теплової напруженості двигуна [91, 92]. Зі зростанням температури випускних газів вище допустимої межі різко збільшуються відмови поршнів (дротари, тріщини, заклинювання), гільз циліндрів (задири), турбіни (рис. 1.1, 1.2).

У роботі [73] говориться, що двигун при різних циклових подачах палива по-різному реагує на зміну частоти обертання ротора ТКР. Для подач палива, близьких до номінальної, зниження швидкісного режиму турбокомпресора викликає не тільки суттєве падіння крутного моменту і потужності двигуна, а й неприпустиме зростання температури лопаток турбіни.

На необхідність контролю якості спільної роботи систем паливо- та повітропостачання тракторних дизелів з ГТН вказує також те, що експлуатація мобільних сільськогосподарських агрегатів часто відбувається в атмосферних умовах, що значно відрізняються від нормальних. З падінням щільності атмосферного повітря (при зростанні температури та зниженні тиску атмосферного повітря) відбувається погіршення показників двигуна. Для безнаддувних двигунів погіршення проявляється в основному в зниженні потужнісних та економічних показників, теплова напруженість деталей при цьому частіше не виходить за допустимі межі. У дизелів з ГТН порівняно з

безнаддувними спостерігається дещо менше падіння ефективних показників, але значно зростає небезпека теплових перевантажень [92].

В умовах жорстких обмежень на викиди шкідливих речовин і вимог до економії палива технологіям турбонаддуву приділяється підвищена увага.

Збільшення тиску повітря, що подається і поліпшення наповнення циліндра дозволяє, зберігши робочий об'єм двигуна, підвищити його питому потужність і ККД.

Головним експлуатаційним недоліком турбокомпресорів (ТКР) є складність підтримки постійного тиску наддуву при зміні оборотів двигуна

(характерне запізнє збільшення крутного моменту при певній частоті обертання колінчастого валу - «турболяма»). Для цього застосовуються ТКР із змінною геометрією проточної частини турбіни (VNT, VGT -технології) та

регульовані двоступінчасті системи наддуву. Високу ефективність у широкому

діапазоні режимів роботи дизелів вони забезпечують із сучасними системами

паливоподачі: PLD, PDE та Common Rail. Системами турбонаддува займаються компанії Borg Warner Turbo Systems (бренди Schwitter та KKK), Honeywell Turbo Technologies (бренд Garret), Mitsubishi, Holset та ін [154]

Фахівці у сфері турбонаддува стверджують [100, 154], що з тимчасовий турбокомпресор - надійний виріб, ресурс якого можна порівняти з ресурсом двигуна. Однак на практиці спостерігається, як зазначалося вище, що протягом терміну служби двигуна цей чавісний агрегат досить часто доводиться ремонтувати або змінювати.

Класичний турбокомпресор складається з ротора (рис. 1.4) - валу з колесами турбіни і компресора, підшипників, ущільнень і корпусних деталей.

Для обертання турбіни використовується енергія відіррацьованих газів, що діють на її лопатки. Найчастіше ротор встановлюється в підшипниках ковзання

спеціальної конструкції, що «плаває» — бронзова втулка має зазор по валу і в

корпусі. Кожен зазор становить величину кілька сотих часток міліметра. При цьому втулка обертається зі швидкістю меншою, ніж вал, забезпечуючи тим

самим працездатність підшипника при високих швидкостях обертання.

Змащення вузлів тертя здійснюється моторним маслом, що надходить з двигуна, а герметизація валу забезпечується торцевими ущільненнями спеціальної конструкції. У корпусі турбокомпресора передбачені канали підведення та зливу олії, а в деяких дизелів - ще й канали для рідинного охолодження [185, 186].



Рисунок 1.4 – Схема класичного турбокомпресора

Таким чином, викладене вище дозволяє констатувати, що умови, в яких працює ТКР, характеризуються значним перепадом температур. У той час як його турбінна частина піддається впливу відпрацьованих газів з температурою порядку 1000°C , з боку компресора нагрівання конструкції приблизно на порядок нижче. Термічний фактор ускладнюється високими динамічними навантаженнями, що виникають внаслідок високої частоти обертання ротора, яка може досягати величини 300 тис. об/хв. Номінальні режими роботи ТКР, які визначаються вимогами розробників двигунів і залежать від заявлених параметрів мотора, близькі до граничних. Тому навіть незначні відхилення в роботі таких ключових систем силового агрегату, як системи змащення, охолодження, живлення та випуску, можуть вплинути на працездатність турбокомпресора. Розглянемо окремі аспекти оцінки працездатності ТКР при випробуваннях та експлуатації.

1.2 Експлуатаційні показники турбонаддуву тракторних дизелів

Загальні технічні вимоги та методи випробувань» [33], основними характеристиками роботи ТКР та обумовлені при випробуваннях є:

- для компресора - залежність ступеня підвищення тиску в компресорі P_k і ефективного ККД η_k наведеної витрати $G_{к.пр}$ турбіни - залежність наведеної витрати газу $G_{к.пр}$ ККД η_t від ступеня

зниження тиску в турбіні

- для ТКР, забезпечених перепускними клапанами або пристроями, що регулюють пропускну здатність турбіни, визначають тиск повітря за компресором, що відповідає початку відкриття клапана або регулюючого пристрою.

Дані характеристики турбокомпресорів отримують методом випробувань на спеціальних стендах на заводах-виробниках. В експлуатаційних умовах отримати зазначені характеристики для оцінки працездатності ТКР проблематично. Тому необхідні інші оцінки працездатності турбокомпресора, що встановлюють взаємозв'язок діагностичних параметрів ТКР з параметрами, що характеризують ту чи іншу несправність у системі ДВЗ - ТКР.

1.3 Аналіз причин відмов та проявів несправностей ТКР автотракторних двигунів в експлуатації

Аналіз причин втрати працездатності ТКР в експлуатації показує [6], що близько 40 % відмов є наслідком пошкоджень лопаток компресорного або турбінного коліс сторонніми предметами. Ще 40% пошкоджень спричинені несправністю системи змащення, 20% пошкоджень, що залишилися, викликані іншими причинами.

До сторонніх предметів, які часто потрапляють на лопатки тур бінного колеса, відносяться частини клапанів і камери згоряння, що відламаються, у тому числі в результаті перегріву; неправильно встановлена прокладка (частини прокладки можуть відірватися та потрапити у випускний колектор); болти, гайки та шайби, які при заміні турбокомпресора падають у випускний колектор; частини поршнів ДВС, що відламалися, лопаток самих турбін. Всі ці предмети, навіть при незначному своєму розмірі, призводять до серйозного пошкодження турбінного колеса.

Пошкодження компресорного колеса від попадання сторонніх предметів відбувається рідше, ніж турбінного колеса. До сторонніх предметів, які потрапляють на компресорне колесо, належать елементи повітряного фільтра; шматочки гуми або армуючого дроту, що відірвалися від впускних патрубків; болти, гайки та шайби, що потрапили до впускного патрубка при заміні турбокомпресора.

Таким чином, поява відмови ТКР може бути наслідком:

- недостатньої кількості олії;
- попадання в турбокомпресор сторонніх предметів;
- наявності забрудненого масла.

порушень у нормальній роботі окремих систем двигуна (паливо-подачі, очищення повітря, повітря підвідних каналів та інших.)

Часто турбокомпресори знімають з двигуна без попередньої перевірки необхідності виконання даної операції шляхом діагностування. Ремонт турбокомпресора слід проводити лише, переконавшись у відсутності несправностей у самому двигуні. Найчастіше це дозволяє уникнути марної заміни турбокомпресора. У практиці експлуатації тракторних дизелів

найчастіше зустрічаються такі прояви несправностей, пов'язаних з турбокомпресором [68]:

- двигун не розвиває повну потужність;
- чорний дим із вихлопної труби;
- синій дим із вихлопної труби;
- підвищена витрата олії;
- шумна робота турбокомпресора;
- підвищена теплова напруженість двигуна та ТКР.

1.3.1 Алгоритм дій під час пошуку причин відмови «Низька потужність двигуна, чорний дим із вихлопної труби»

Обидві ознаки є наслідком недостатнього надходження повітря в двигун, причиною чого може бути засмічення повітряного каналу підведення повітря або його витік з впускного колектора або газів з вивисного колектора. Пошук

причин відмови зводиться до виконання наступних операцій.

Запускається двигун і прослуховується шум, що виробляється турбокомпресором. Витіки повітря між компресором і двигуном можуть бути визначені характерним «свистом», який виникає при цьому. Користуючись

технічними даними виробника турбокомпресора, перевіряється кількість повітря, що надходить. Зупиняється двигун, знімається ущільнення між повітряним фільтром і турбокомпресором і перевірити відсутність засмічення, або пошкодження цього каналу. За потреби перевіряються ущільнення

турбокомпресора, стан колектора та кріплення глушника на предмет відсутності засмічення, наявності сторонніх предметів та надійності кріплень з'єднань.

Вручну перевіряється свобода обертання ротора, з метою встановлення наявності тертя крильчатки об корпус ротора турбокомпресора. Якщо при обертанні рукою ротора турбіни і компресора крильчатка зачіпає або третється об корпус - явний знос.

Якщо після виконання зазначених дій несправності не виявлено, значить, падіння потужності виникло не через турбокомпресор. Необхідно шукати несправності у самому двигуні.

1.3.2 Алгоритм дій під час пошуку причин відмови «Синій дим із

випускної труби»

Уява синього диму є наслідком згоряння масла, причиною якого може бути його витік в турбокомпресорі, або несправності в двигуні. Пошук причин відмови зводиться до таких операцій:

Перевіряється стан повітряного фільтра: будь-яка перешкода на шляху повітря до турбокомпресора може стати причиною витоку олії зі сторони компресора. У цьому випадку за ротором компресора утворюється розрідження, що викликає засмоктування олії з корпусу осі в компресор.

Знімається корпус турбіни та компресора для перевірки вільного обертання та відсутності пошкоджень ротора.

Перевіряється зливальний маслопровід від турбокомпресора до корпусу двигуна на відсутність пошкоджень, звужень та пробок. Засмічення

маслопроводу або підвищений тиск у картері двигуна (в більшості випадків викликане засміченням системи вентиляції картера) призводить до того, що масло з турбокомпресора не повертається в масляний картер двигуна.

Встановити, чи не підвищено тиск газів у картері. Встановити факт, що використовується олія, рекомендована виробником для даного двигуна.

В останню чергу слід знімати випускний колектор двигуна щодо перевірки відсутності слідів масла. Якщо в ході зазначених операцій несправностей ТКР не виявлено, то причину відмови слід шукати у двигуні.

1.3.3 Алгоритм дій при пошуку причин відмови «Підвищена витрата

олії (без синього диму)»

Пошук причин відмови зводиться до виконання наступних операцій. Перевіряється стан повітряного фільтра, а потім кріплення корпусу турбіни турбокомпресора та тиск наддуву в ньому. Оцінюється люфт осі турбокомпресора, перевіряється відсутність слідів зносу від тертя ротора компресора та турбіни про стінки відповідних корпусів. Якщо несправність не виявлена, слід шукати причину відмови поза турбокомпресором.

1.3.4 Алгоритм дій під час пошуку причин відмови «Шумна робота турбокомпресора»

Пошук причин відмови зводиться до виконання наступних операцій. Перевіряються всі трубопроводи, що знаходяться під тиском і розрядженням на вході і виході турбокомпресора, системи випуску.

Перевіряється легкість обертання валу турбіни та відсутність тертя роторів турбіни та компресора та їх пошкодження сторонніми предметами. Якщо встановлено підвищений опір обертання або пошкодження, слід зняти та замінити турбокомпресор.

Знімається зливний маслопровід та трубки сапуна. Необхідно ретельно перевірити їх на предмет засмічення, або ушкодження, ні в якому разі не використовувати герметик для кріплення подавального та зливного маслопроводів турбокомпресора. Більшість герметиків при контакті з гарячою олією розчиняються в ньому. Таке забруднене масло може пошкодити підшипники та

кільця турбокомпресора. Часто залишки герметика викликають засмічення масляних каналів усередині турбокомпресора.

Промити мастильну систему двигуна, замінити масло, встановити нові масляний та повітряний фільтри.

Змастити турбокомпресор перед його встановленням.

До появи шумності роботи ТКР може призвести неправильний вибір режимів експлуатації двигуна з турбокомпресором (запуск та зупинка двигуна).

З тих же причин, що і при зупинці під навантаженням, важливо дати двигуну попрацювати на холостих обертах мінімум 30 секунд. Якщо заглушити двигун,

що працює на високих оборотах, ротор турбокомпресора продовжуватиме обертатися без мастила, тому що тиск моторного масла майже дорівнює нулю.

При цьому пошкоджуються підшипники та кільця турбокомпресора.

Крім того, дуже важливо дати двигуну попрацювати на холостих обертах мінімум 30 секунд, перш ніж давати йому повне навантаження (з тих же причин, що і при зупинці).

Потрібно регулярно замінювати олію та масляний фільтр, використовуючи олію, що підходить для даного двигуна.

1.3.5 Аналіз причин підвищеної теплонапруженості автотракторного двигуна в експлуатації

Пошкодження турбокомпресора можуть бути викликані також підвищеною температурою газів, що відпрацювали при роботі машинного агрегату на великих висотах над рівнем моря. Будь-який двигун, який працює

при температурах, близьких до граничних на рівні моря, перевищить ці температури на висоті 1500 м над рівнем моря. Робота на таких висотах над

рівнем моря може призвести до перевищення максимальної швидкості обертання валу турбокомпресора. Тому необхідно відповідно до вимог виробника змінити

систему подачі палива. Крім цього, на збільшення температури відпрацьованих газів значний вплив мають: пізніе впорскування палива, бідна суміш і пізній

момент упорскування. Підвищений опір на впуску, причинами якого можуть

бути повітряний фільтр, пошкоджені з'єднання або патрубки недостатнього

діаметру, веде до зменшення кількості повітря, що надходить у циліндри, і підвищення температури відпрацьованих газів. Підвищений опір на впуску та робота на великих висотах над рівнем моря можуть призвести до поломки корпусу турбінного колеса і навіть до поломки турбінного колеса під дією високих температур. Якщо не змінювати повітряний фільтр відповідно до вимог виробника, то існує висока ймовірність відкладення бруду в корпусі компресорного колеса, що призведе до зменшення надходження повітря в циліндри і далі до перегріву. Також нещільно прилеглі прокладки у впускному та випускному колекторі призводять до зменшення подачі повітря.

Фактором зниження частоти обертання ротора турбокомпресора в експлуатації також служить збільшення механічних втраг в результаті тертя частин ротора, що обертаються, про нерухомі деталі ТКР. Таке на практиці спостерігається при збільшеному осьовому переміщенні ротора, а також внаслідок відкладення смолистих нагароутворень на робочих деталях турбокомпресора. Відхилення швидкісного режиму ТКР від номінального в 21 сторону зменшення призводить при незмінній паливоподачі до зниження коефіцієнта надлишку повітря, а, отже, і зростання теплонапруженості двигуна [91, 92].

Основними несправностями, що призводять до уповільнення частот обертання ротора ТКР, а, отже, і зростання теплових навантажень на двигун і ТКР можуть бути:

1. Нестача оливи

Несправностей системи мастила може бути декілька. Найбільш часто зустрічаються відкладення в трубопроводах, по яких подається і відводиться масло в турбокомпресор. Ці відкладення значно зменшують площу прохідного перерізу трубопроводу, а іноді й повністю забивають трубопроводи. Для нормальної роботи турбокомпресора дуже важливо, щоб за важких умов роботи подавалася нева кількість олії в підшипники турбокомпресора. Олія перед подачею в підшипники обов'язково має пройти через фільтр. При постійній подачі чистої олії в необхідних кількостях підшипники турбокомпресора можуть

пропрацювати тисячі годин без помітного зносу.

Першими виходять з ладу через нестачу олії підшипники. Після виходу з ладу одного або декількох підшипників можуть виникнути інші пошкодження, такі як тертя роторів турбіни і компресора, знос ущільнювальних кілець. У найгіршому випадку може статися поломка осі турбіни.

У нормальних умовах вісь та підшипники працюють при температурах 60...90 °С.

У разі нестачі олії різко збільшується тепловіддача на ротор турбіни. Це тепло в сукупності з теплом, що виділяється при терті в підшипниках, піднімає температуру осі приблизно до 400 °С, призводячи до коксування залишку масла і викликаючи перегрів осі.

Крім того, перегріваються всі підшипники та корпус осі. Останній деформується, а матеріал підшипників наварюється на вісь турбокомпресора.

У разі биття осі виникають значні пошкодження на зовнішніх частинах впускного каналу, а кільця ущільнювачів втрачають свої властивості.

Через поломку підшипників лопатки ротора компресора ударяються про внутрішню його частину і пошкоджуються.

При високій температурі, що виникає внаслідок тертя під час биття осі, алюмінієві підшипники плавляться.

Бронзові підшипники у разі перегріву втрачають олов'яний шар та змінюють колір.

2. Потрапляння сторонніх предметів

Уламки деталей, що потрапляють з двигуна, наприклад, частини клапанів або поршневих кілець, викликають серйозні пошкодження ротора турбіни.

Пошкодження ротора компресора можуть бути спричинені безліччю причин. Наприклад, якщо до впускного каналу компресора потрапляє твердий предмет, краї лопаток ротора компресора збиваються, а якщо м'який (шматок тканини або гуми) – гнуться.

Абразивні матеріали, такі як пісок або бруд швидко зношують лопатки ротора компресора.

Наслідком цього явища буде також розбалансування осі та роторів турбіни та компресора. Після цього подальші ушкодження неминучі.

При швидкостях обертання, що досягають 130 000 об/хв, навіть легкий дисбаланс ротора може збільшитися до позамежних величин.

3. Забруднена олива

Турбокомпресор змащується оливою, що фільтрується. При забрудненні олії відбуваються пошкодження деталей. Крім того, при цьому швидко зношується робоча поверхня підшипника.

Внутрішня та зовнішня поверхні підшипника може сточуватися настільки, що повністю видаляється шар олова.

Густе мастило затримується на внутрішніх перегородках корпусу осі та знижує герметичність, викликаючи великі витіки олії. Густе масло може також закоксуватися під впливом тепла і потім стати причиною після пошкодження підшипників і ущільнень.

Забруднення можуть затримуватися на поверхні алюмінієвих вкладень і внаслідок цього викликати значні відкладення на осі підшипника та в його корпусі.

Відкладення закоксованої олії на роторі турбіни може бути викликано дефектом системи герметичності турбокомпресора, забрудненою олиєю в корпусі осі або відтоком олії в систему випуску через сильне зношування самого двигуна. Це може бути також викликано підвищеним тиском в масляному картері двигуна, засміченням зливного маслопроводу турбокомпресора або забрудненням повітряного фільтра.

Таким чином, аналіз досліджень в галузі експлуатації систем турбонаддуву тракторних дизелів дозволяє укласти, що серед можливих причин виходу з ладу ТКР виділяється кілька основних факторів. Насамперед, це порушення мастила підшипників ротора. Причому на працездатність турбіни впливають і якість масла, і його кількість (величина подачі), але особливо небезпечна присутність у мастильному матеріалі різних забруднень. Тверді частинки, потрапляючи в зазори між поверхнями, що труться, викликають їх механічне зношування.

Результат роботи дрібних сторонніх включень виглядає як полірування контактних поверхонь валу та підшипників, що супроводжується «затизуванням» їх зовнішніх кромek. Великі частинки у свою чергу мають більш серйозний абразивний вплив — інтенсивно шліфують поверхні тертя з

утворенням глибоких задирок. В обох випадках результат один — унос матеріалу і збільшення зазорів, що в результаті призводить до виходу з ладу дорогого вузла. Причини підвищеного вмісту в олії твердих частинок добре відомі: несвоєчасна заміна експлуатаційного матеріалу та застосування

неякісного масляного фільтра. Поряд з механічними небезпечні та хімічні забруднення олії.

Найбільш поширений варіант — попадання в систему мастила або пливу внаслідок порушення робочого процесу в двигуні (наприклад, при несправності паливної апаратури). Негативний вплив хімічних речовин забруднень зводиться

до того, що вони знижують міцність масляної плівки. Значно скорочується ресурс турбокомпресора при вимкненні двигуна відразу після тривалої роботи на підвищених навантаженнях. У цьому випадку при зупинці двигуна відбувається припинення подачі масла до підшипників, а ротор ТКР продовжує

обертатися за інерцією в умовах граничного змащення. Як результат —

підвищений знос підшипникового вузла. До поширених причин відмови турбокомпресора належить і потрапляння до нього сторонніх предметів. Як правило, це закінчується незворотними

ушкодженнями компресорного чи турбінного коліс. Навіть незначне пошкодження може порушити балансування ротора, а вже дисбаланс остаточно

виведе з ладу весь агрегат. Крім іншого, колесо компресора часто піддається абразивному впливу пилу та піску, що потрапляють у впускну систему через пошкоджений повітряний фільтр або нещільні з'єднання системи впуску. Для

турбінного колеса джерелом відмови може бути система випуску газів, що відпрацювали. Двигун за певних умов експлуатації може «вистрілювати» в

турбіну твердими шматочками нагару. Враховуючи граничну динаміку турбіни, такий обстріл може виявитися згубним.

Перелік основних причин відмов ТКР завершується перевищенням допустимих режимів роботи. Насамперед, йдеться про перевищення граничної частоти обертання ротора. Поширене джерело «перекручування» турбіни - різке підвищення температури газів, що відпрацювали, зазвичай внаслідок несправності системи паливоподачі або спроб самостійного регулювання ТНВД.

Типові пошкодження: перегріті опорні шийки валу ротора, множинні нашарування закоксованої олії, часто викривлення тильної площини турбінного кільця і навіть фарбування периферійної частини лопаток турбіни.

Крім порушення зі ставу паливної суміші, надлишковий наддув може бути наслідком неправильної роботи елементів системи регулювання турбокомпресора, наприклад байпасного клапана. Здавалося б, це суто внутрішні причини, як надійності самої системи турбонадува, але вони можуть провокуватися зовнішніми несправностями, такими, як помилкові сигнали системи управління двигуном.

Ремонт турбокомпресора в обов'язковому порядку повинна передувати початкова діагностика безпосередньо на тракторі або на автомобілі. Обсяг таких робіт зазвичай включає вимірювання поздовжнього і поперечного люфту турбіни, оцінку стану впускної крильчатки і герметичності ущільнень. Одним з

найпоширеніших методів інструментального контролю є перевірка тиску наддуву за допомогою монOMETРА, приєднаного до вимірювального штуцера у впускному колекторі. На багатьох сучасних вантажівках (наприклад, Volvo FH,

FM) спеціальний стрілочний індикатор є у штатній комбінації приладів [116, 117].

Турбокомпресор (ТКР) також часто виходить з ладу через несправність якоїсь із систем двигуна. На працездатність ТКР впливають такі фактори, як стан циліндропоршневої групи, герметичність впускного тракту, проблеми в системі змащення та живлення. Особливо слід звернути увагу на причини, пов'язані з

неправильною експлуатацією ТКР і на необхідність контролю показників його функціонування в процесі роботи мобільної машини. Діагностування з використанням зовнішніх та вбудованих засобів контролю дозволить визначити

технічний стан ТКР без його розбирання, прогнозувати його термін служби, керувати його технічним станом, призначаючи відповідні попереджувальні роботи та виконуючи їх у процесі технічного обслуговування та ремонту [175, 178]. Велику роль при цьому відіграють структурні та діагностичні параметри ТКР.

1.4 Структурні та діагностичні параметри турбокомпресорів

Відповідно до загальної теорії технічної діагностики [7, 106, 107, 108, 113], слід розрізняти структурні та діагностичні параметри стану турбокомпресорів автотракторних ДВС. Структурні параметри (Зношування, зазор) безпосередньо

характеризує технічний стан агрегату. Діагностичні параметри, використувані визначення технічного стану ТКР загалом, переважно опосередковано характеризують структурні параметри елементів, т.к. Цілком від них залежать.

Коли структурний параметр визначається в процесі діагностування прямим виміром, він одночасно виступає як діагностичний параметр [26, 27, 28, 29, 30, 31].

Завданням діагностування є визначення поточних значень структурних параметрів (функціональних параметрів, при порушенні яких ТКР втрачає працездатність). Висновок про стан ТКР робиться на підставі порівняння з

еталонними чи нормативними значеннями функціональних показників [12, 13].

На рис. 1.5 наведено схему структурних елементів ТКР, по відношенню до яких може проводитися діагностування, з метою встановлення причини втрати працездатності

Працездатність кожного елемента та її складових визначається сукупністю репарментованих показників їхнього технічного стану або структурними параметрами [8]. На етапі аналізу ТКР як діагностуваного об'єкта слід вибрати необхідну і достатню кількість структурних параметрів. Їх вибір має в ідеалі

забезпечувати відсутність помилок пропуску несправного стану та помилок помилкового відбраковування [108, 109]. Оціночними показниками якості роботи ТКР є значення діагностичних параметрів. У свою чергу перелік діагностичних параметрів багато в чому визначається методами, засобами та

умовами діагностування.

Найбільш повну інформацію про стан структурного параметра при проведенні безрозбірної діагностики дає аналіз процесу подачі повітря по тиску наддуву, витраті повітря, оборотів і часу розгону ТКР, температурі відпрацьованих газів на вході і виході з турбіни, рівню вібраційних процесів, що характеризують зноси підшипникових вузлів і дисбаланс ротора ТКР.



Рисунок 1.5- Схема класифікації джерел втрати працездатності ТКР

У системах турбонаддува як діагностичні параметри можуть прийматися характерні параметри кривих тисків (витрати) повітря до і після компресора, тисків газів до і після турбіни, а також параметри, отримані шляхом обробки:

- середнього тиску наддуву;
- середнього тиску газів перед турбіною;
- усередненого значення витрати повітря;
- часу розгону та часу вибігу ротора ТКР;
- Коефіцієнта надлишку повітря;
- температури відпрацьованих газів на вході та виході з турбіни;
- циклової подачі палива;

- Частоти обертання ротора ТКР

1.5 Методи та засоби діагностування агрегатів турбонаддуву

Для оцінки технічного стану агрегатів турбонаддува можуть бути використані різні методи діагностування (таблиця 1.2) [7].

Таблиця 1.2 Класифікація методів діагностування агрегатів турбонаддуву

Класифікаційні ознаки	Методи діагностування
Завдання діагностування	Перевірка працездатності; перевірка правильності функціонування; пошук дефектів
Характер вимірювання параметрів	Прямий, непрямий
Умови проведення діагностування	Польові; станція ТО; безмоторні;
Застосування діагностичних засобів	органолептичні; інструментальні
Режим роботи об'єкту	При режимі, що встановився, при режимі, що не встановився; при статодинамічному режимі
Діагностичні параметри	Параметри робочого процесу; параметри супутніх процесів; структурні параметри
Періодичність діагностування	Регламентний; заявний; безперервний
За ступенем розбирання об'єкта діагностування	Розбірна; безрозбірна
Використовуваний фізичний процес	Віброакустичний; магнітоелектричний; спектрографічний; тепловий; гідравлічний; газоаналітичний; кінематичний; інші

При перевірці працездатності елементів подачі повітря використовують методи діагностування, які виявляють (без вказівки місця та причини) певну сукупність відмов і пошкоджень (підвищена димність у роботі двигуна і шумність роботи ТКР, нестабільність параметрів повітряподачі і т.д.) .

При перевірці правильності функціонування діагностування на-

29 керовано визначення сукупності дефектів технологічних налаштувань у системах, що викликають неприпустиме зниження техніко-економічних та екологічних показників.

При пошуку дефектів методи діагностування дозволяють виявити місце, вид та причину дефекту (знос підшипників, зниження коефіцієнта надлишку повітря тощо).

За ступенем розбирання об'єкта діагностування методи поділяються на розбірні та безрозбірні [16, 18, 19, 34, 35, 36].

Розбірні методи застосовуються при інструментальній оцінці зношування підшипникового вузла, ротора ТКР, корпусних деталей [38, 39, 42].

Методи безрозбірної діагностики, як правило, засновані на непрямих вимірах структурних параметрів (при встановленні датчиків або діагностичних пристроїв зовні об'єкта, що діагностується, без зняття його з дизеля або на стенді для випробування ТКР або двигуна [128, 129, 130].

За діагностичними параметрами всі методи ділять на три групи залежно від того, чи характеризує вимірюваний параметр робочий процес всього двигуна або його складової частини, супутній процес роботи, або безпосередньо структурний параметр деталі або пару деталей.

Методи діагностування за параметрами робочих процесів дозволяють перевіряти вихідні показники ТКР (тиск наддуву, ККД турбокомпресора, частота обертання ротора ТКР) і багато технічних характеристик його складових частин (тиск масла на вході і виході з ТКР, час розгону і вибігом ротора рівень вібраційних процесів, температура газів на вході в турбіну та ін.). Зазвичай точність вимірювання цих параметрів досить висока, так як у більшості випадків здійснюють прямий вимір контрольованої фізичної величини [131, 132, 134, 135].

Методи діагностування за параметрами супутніх процесів дають можливість опосередковано визначати ті ж параметри робочих процесів, а також структурні параметри деталей та поєднання, якщо їх не можна або нецільно вимірювати безпосередньо. У цьому випадку вимірюють показники процесів, що

генеруються робітниками. Це, як правило, процеси вібрації, шуму, нагріву (теплонапруженості), димності відпрацьованих газів.

Методи діагностування за структурними параметрами дозволяють шляхом прямих вимірювань визначати знос деталей (підшипникових пар, деталей ротора ТКР), стан газопідвідних і газовідвідних трактів, системи очищення повітря і т.п.). В основі цих методів лежить вимір геометричних розмірів, взаємного переміщення деталей або геометричних розмірів деталі (сполучення) [105, 111, 3, 114, 126].

За фізичним процесом, що використовується, методи діагностування можуть поділятися на віброакустичні, спектрографічні, магніто електричні, теплові, гідравлічні, газоаналітичні, кінематичний і деякі інші [96, 97, 104].

Кожен метод призначений для контролю певного фізичного процесу та заснований на застосуванні певного фізичного явища. Класифікація за використаним фізичним процесом дозволяє найбільш повно виявити можливості і технічну характеристику відповідного методу діагностування [120, 121, 122, 125].

Фізичний процес характеризується зміною фізичної величини у часі. В основі гідравлічного – тиск; теплового – температура; віброакустичного – амплітуда коливань на певних частотах і т.д.

Діагностування ТКР віброакустичним способом. Процес стиснення та подачі повітря у впускний тракт дизеля супроводжується формуванням у різних місцях ТКР віброакустичних сигналів, що викликаються як переміщеннями рухомих деталей ТКР (осі ротора, плаваючої втулки та ін), так і хвилями тиску відпрацьованих газів і витрачається двигуном повітря.

Достатньо повну інформацію про динаміку стану ротора ТКР у процесі його функціонування дають максимальні значення віброшвидкості та вібропереміщення (віброприскорення), що виникають під час роботи двигуна.

Безумовною перевагою віброакустичної діагностики є найпростіший спосіб закріплення первинних перетворювачів на об'єкті. Такі нові методи, як лазерна вібродіагностика взагалі, допускають безконтактне знімання сигналу.

Водночас обробка, інтерпретація інформації, розпізнавання параметрів і дефектів дуже складні, недостатньо достовірні, стабільні та інформативні. Вібросигнал дуже залежить від способу та якості закріплення вузла, від матеріалів, що використовуються, від стану деталей, на які встановлений об'єкт.

Навіть для випробувань у безмоторних умовах бажано застосування малошумливих стендів. При випробуваннях на дизелях діагностичні параметри змінюються порівняно з випробуваннями в модельних умовах, а розшифрування сигналів стає ще менш надійним. Розрахункове визначення власних частот коливань системи та її елементів утруднено і зазвичай пов'язані з грубими припущеннями. З цієї причини амплітудно-частотні характеристики зазвичай виявляють досвідченим шляхом [182].

Ряд дефектів при цьому взагалі не виявляються, побудова багатофакторної діагностичної моделі з урахуванням взаємодії факторів стає практично нездійсненним.

Велика кількість генераторів коливань ускладнює ідентифікацію та створення аналітичної моделі процесу. Її можна побудувати тільки на основі широких експериментальних досліджень [90].

При вирішенні таких завдань використовуються статичні методи, що навчають експерименти. Однак у будь-якому випадку потрібне попереднє широкомасштабне експериментальне дослідження ТКР апробованими методами та подальші випробування віброакустичним методикам. Навіть сучасні методи та способи обробки сигналів на ПК (за допомогою відповідних пакетів прикладних програм) при вирішенні завдань віброакустичного діагностування вимагають висококваліфікованого оператора та великої кількості статистичних даних, що визначаються експериментальним шляхом [6, 10, 23].

Магнітоелектричний метод діагностування за параметрами переміщень рухомих деталей. Метод заснований на реєстрації змінного магнітного потоку в попередньо намагнічених деталях діагностичного механізму. Індукована ЕРС у магніточутливому елементі датчика пропорційна швидкості руху намагніченої деталі. Метод дозволяє реєструвати переміщення, фазові параметри деталей

агрегатів, визначати відхилення цих параметрів від номінальних значень. При діагностуванні цим методом можуть виникнути складності у зв'язку з нестабільністю з часом магнітних властивостей елемента, що діагностується [186]. Спектрографічні методи («метал у середовищі») дуже зручні, мають добре

розроблене математичне забезпечення та апробовані, наприклад, при діагностуванні та прогнозуванні залишкового ресурсу поршневої групи дизеля. Фірмами «Caldwell Development» та «Spec Tek Incorp» (США) розроблені для таких цілей «датчики - ферографи», що реєструють частинки розміром менше

150 мікрон. Але для завдань з ТКР навряд чи придатні через відсутність накопичення металу в рідині, малості зношування, універсальності матеріалів для різних деталей та зовсім не достатньої інформативності.

Теплові методи діагностування засновані на визначенні температури відпрацьованих газів, аналізі температури певних деталей, наприклад випускного колектора.

У науково-технічній літературі [53] пропонується низка критеріїв, за якими можна побічно судити про теплонапруженість двигуна в цілому або окремих його деталей (критерії Б. Я. Гінцбурга, І. Л. Пономарьова, В. А. Ваншейдта, А. До. Костіна та ін.). Найбільш обґрунтованим критерієм непрямої

оцінки теплової напруженості вважається комплексний критерій Q_{np} , запропонований А.К.Костіним у роботі [92].

Простим і давно використовуваним у практиці експлуатації непрямым параметром теплонапруженості є також температура газів на випуску [46, 140].

Використання температури випускних газів особливо зручне при оцінці теплонапруженості двигунів, що працюють більшу частину часу на перехідних і невстановлених режимах. За температурою випускних газів можна не тільки судити про завантаження двигуна, але й оцінювати якість узгодженої роботи систем паливо-повітропостачання в експлуатації [71].

Ще перспективніші методи контролю параметрів ТКР через параметри робочого процесу дизеля. Це легко зрозуміло: вплив перших на другі значно, а в процесі експлуатації параметри робочого процесу передбачається постійно

контролювати. Тому ці методи розробляються в першу чергу для тихохідних суднових дизелів, що мають великий ресурс, і практично не застосовуються в швидкохідних автотракторних дизелях у зв'язку з високою вартістю і обмеженим терміном роботи перетворювачів і датчиків [50, 54].

Кінематичний метод діагностування характеризується зміною положення, руху деталей та їх поєднанні з геометричною точкою зору. Цей метод включає в себе безпосередній вимір розмірів, зносів деталей, зазорів їх сполучень, застосовується при перевірці окремих вузлів і деталей ТКР і, як правило, проводиться при непрацюючому двигуні або розібраних вузлах.

Газоаналітичний метод оцінки стану ТКР за вмістом у відпрацьованих газах дизеля розглядається в роботі [43, 55]. За вмістом у ВІД Про₂ і₂ оцінюється якість процесів сумішоутворення і згоряння і на цій основі пропонується визначати технічний стан ТКР. З введенням нормативів на викиди шкідливих речовин з ВІД дизелів охоплення цим методом діагностування суттєво розширюється. Разом з тим за результатами діагностування складно судити про конкретний дефект у ТКР та кількісні характеристики параметрів його технічного стану.

До найбільш застосовуваних методів вивчення та діагностування роботи ТКР належить методи, засновані на вимірюванні тиску наддуву [17]. Його головне і безперечне гідність - вимірювання параметра, безпосередньо пов'язаного з технічним станом агрегатів подачі повітря і режимом роботи дизеля. З використанням додаткової інформації та розрахункових методів цей сигнал дозволяє досить точно відстежувати ефективність функціонування турбонаддува безпосередньо в процесі експлуатації дизеля. До переваг методу також відносять і допустиму для задач діагностики складність монтажу датчика.

У більшості запропонованих методик діагноз базується на порівнянні вимірної інформації з еталонною, внаслідок чого робиться більш-менш обґрунтований висновок про наявну несправність ТКР.

Автоматизація постановки діагнозу дозволяє підвищити його достовірність, зменшити трудомісткість робіт та знизити вимоги до кваліфікації

виконавця. Проте створення такої системи діагностики потрібно створення формалізованих достовірних діагностичних моделей. Вони мають базуватися не так на еталонній кривій, але в полях допусків, неминучих за умов реального виробництва та експлуатації. Водночас створення такої діагностичної моделі - вельми трудомісткий і дорогий процес. Математичне моделювання процесу подачі повітря для реального двигуна дозволяє зробити це завдання більш реальним.

Вирішенню деяких зазначених завдань присвячені роботи [47, 48, 179].

Авторами зазначається, що створено універсальну інформативну методіку діагностування, що дозволяє виявляти та кількісно оцінювати типові дефекти ТКР за діагностичною моделлю у формі логічної таблиці несправностей.

Математичне моделювання подачі повітря реального ДВС пов'язане з меншими матеріальними витратами, але, головне, дозволяє більш точно і достовірно вирішити завдання. Діагностична модель створюється не на базі імовірнісно-статистичного підходу, а точним детермінованим методом. Стає можливим точний облік допустимих відхилень структурних параметрів та параметрів технологічної нестійкості. Альтернативні методи не дозволяють практично підійти до діагностування з тією ж коректністю [15, 183].

При діагностуванні тракторних та комбайнових дизелів використовують різні контрольно-діагностичні пристрої та системи. Різноманітність діагностичних засобів представлена класифікаційною схемою (таблиця 1.3), що відображає їх відмінність за призначенням, ступенем автоматизації вимірювань, спектром розв'язуваних завдань, конструктивним особливостям та ін [157, 158, 159, 160, 161, 171, 177].

Таблиця 1.3 – Класифікація засобів діагностування

Класифікуючі ознаки	Засоби діагностування
Виконання	Портативні; пересувні; стаціонарні; бортові; частина загальної системи керування

Стан об'єкта діагностування	роботою дизеля Використовувані при: об'єкті, що не функціонує; функціонуючого об'єкта; тестових впливах на об'єкт; будь-яких станах об'єкта
Ступінь автоматизації	Механізовані; автоматизовані; автоматичні
Призначення та пристосованість до діагностування	Пристрої та прилади для вимірювання окремих параметрів чи вузлів; стенди для випробувань; діагностичні системи та мотор-тестери;
Характеристика інформації про об'єкт, що діагностується.	Кількісна оцінка; якісна оцінка; кількісна та (або) якісна оцінка з прогнозуванням стану
Адаптивність	Усі операції діагностування проводяться за участю оператора (майстра-наладчика); налаштування параметрів і режимів діагностування проводиться оператором; самоналаштовуються
Спектр розв'язуваних завдань	Інформація про стан; інформація про стан, прогнозування та рекомендації; інформація про стан, прогнозування та рекомендації, формування бази даних для автоматичного налаштування та управління роботою ДВС

Основний недолік методів діагностування систем повітропостачання за допомогою механічних засобів - неминуче їх втручання в нормальне функціонування системи. Крім цього, вироблена година-

36 тичне розбирання може негативно позначатися на працездатності елементів системи.

Розглянемо деякі з засобів і пристроїв, що застосовуються в даний час визначення параметрів подачі повітря, які могли бути використані для

діагностування ТКР.

Наприклад, рядом іноземних фірм [84] розроблено прилади для визначення технічного стану турбокомпресора, використання яких пов'язане з мінімальним втручанням у роботу дизеля. Загальний їхній принцип у тому, що у впускний трубопровід монтують датчик тиску або датчик витрати повітря. При зміні тиску у впускному трубопроводі сигнал надходить від виконавчого механізму до реєструючого пристрою.

Принципова основа інших розроблених способів та пристроїв - аналіз кривої тиску наддуву в трубопроводі між компресором і впускним колектором.

Ці способи дозволяють виявити несправності ТКР.

Ряд ефективних методів, реалізованих у діагностичних приладах, автоматизованих установках, машинотестерах, не є можливим для застосування на практиці без попередніх заходів щодо підвищення пристосованості як діагностичних засобів, так дизеля та його ТКР до діагностування. Поліпшення пристосованості ТКР до базових діагностичних засобів знижує трудоміткість установки датчиків на об'єкт, зменшує кількість перехідних пристроїв, підвищує ефективність діагностування.

Загалом слід зазначити, що дані пристрої та засоби діагностування дозволяють проводити оцінку за один цикл вимірювань, не забезпечує видачу конкретних даних по ресурсу та ймовірному дефекту, не вказує про конкретний дефект ТКР. Не дають повного уявлення про багато діагностичних параметрів.

Утруднено аналіз отриманої інформації діагностованого ТКР. Все це вимагає розробки сучасних засобів діагностування та їх програмного забезпечення, тобто електронних автоматизованих систем.

Електронні автоматизовані системи створюють умови для вирішення проблеми діагностування на принципово новій індустріальній основі, тобто виконання майже всіх операцій технічного діагностування блоками електронної установки з видачею кінцевого результату про склад об'єкта у вигляді «годин», «негідний», «норма», «менше норми», «більше норми», категорії якості тощо. При цьому процес діагностування ТКР може здійснюватися безперервно за

заданою оптимальною програмою певної закономірної послідовності.

1.6 Існуючі методичні підходи в оцінці працездатності турбокомпресорів за параметрами подачі повітря та теплонапруженості двигуна

Параметри подачі повітря двигуна (тиск наддуву, витрата повітря), а також вихідні параметри двигуна, що залежать від параметрів повітря хоподачі (потужність, питома витрата палива, димність, температура від працюючих газів, теплонапруженість та ін.) є носіями інформації про рівень працездатності турбокомпресора. Тому їх можна використовувати для розпізнавання певного класу станів двигуна – класу, що поєднує дефекти турбокомпресора.

Оцінка стану ТКР за рівнем параметрів подачі повітря, температурою відпрацьованих газів, теплонапруженості є, в даний час, одним з нових методів визначення його в процесі експлуатації.

Ефективність оцінки стану ТКР за рівнем параметрів повітря подачі та теплонапруженості визначається:

- рівнем точності контрольно-вимірювальної апаратури, що використовується для вимірювання цих параметрів;

- достовірністю технічних норм на відхилення тиску наддуву і температури відпрацьованих газів, що допускаються.

У цьому завдання діагностики стану ТКР можна вирішувати одному з двох рівнів.

На першому рівні прийняття рішень про стан об'єкта може проводитися двома підходами.

Методи оцінки технічного стану ТКР за рівнем теплонапруженості або тиску наддуву засновані на порівнянні фактичних або розрахункових значень параметрів двигуна з технічними нормами на відхилення цих параметрів, що допускаються, або на порівнянні темпів зміни параметрів у міру вироблення ресурсу.

Зазвичай проводять оцінку стану в даний момент часу і без використання апріорної інформації про передісторію стану і, отже, без будь-яких подальших

прогнозів його. Такий підхід фактично збігається з процедурою контролю за станом і належить до діагностичним методам допускового контролю, тобто, якщо значення параметрів знаходяться в межах технічних норм, вважається, що стан об'єкта відноситься до категорії придатних, а якщо значення параметрів знаходяться за межами технічних норм, то до категорії дефектних. Такий підхід до оцінки стану за наявності достовірних технічних норм є досить простим та поширеним в експлуатації. Цей спосіб передбачає наявність взаємозв'язку між технічною нормою і станом двигуна на різних режимах роботи.

Використання такого підходу для оцінки стану є досить простим за наявності апріорного вирішення питань, пов'язаних з обґрунтуванням вибору кінцевого числа діагностичних параметрів та з розробкою методів розрахунку технічних норм. Тому отождіння технічних норм X_t з діагностичним допуском X_d , тобто, прийняття $X_t = X_d$ дуже несприятливо позначається на правильності одержуваної відповіді в оцінці стану і передбачає появу в діагностичному процесі таких ситуацій, коли частина придатних виробів визнаватиметься дефектними, а частина дефектних - придатними. Ця обставина породжує необхідність вирішення додаткових питань щодо визначення оптимальних допусків на вихідні параметри.

Другий підхід заснований на оцінці характеру та динаміки зміни параметрів. При його використанні потрібно дискретне або безперервне вимірювання параметрів часу. Ознакою зміни стану в даному випадку є момент часу t , який відповідає початку зміни параметрів, відмінного від типового протікання. Початок зміни стану у разі визначається моментом часу t і швидкістю зміни параметрів. Інформативність такого методу оцінки стану може бути підвищена при використанні одночасно кількох параметрів, взаємопов'язаних між собою відповідно до моделі двигуна.

Оцінку моменту початку нештатної зміни параметрів виробляють різними методами. Одним з них є метод визначення моменту початку зміни параметрів, заснований на аналізі «тренду» параметрів шляхом порівняння значень результатів

вимірювання на різних ділянках вимірювання;

- метод спектрального аналізу, заснований на виділенні з сигналу вторинних ознак шляхом перекладу досліджень з тимчасової області в частотну

область. Застосування спектрального аналізу, у багатьох випадках, дозволяє отримати ефективне розпізнавання стану як двигуна, так і ТКР, що пояснюється

наявністю в двигуні несправностей, що виявляються в зростанні амплітуд окремих періодичних складових в спектральному складі сигналів, що надходять від датчиків контрольованих параметрів. Однак складний та тривалий аналіз

спектрів, великий обсяг необхідної апріорної інформації не завжди дозволяють

отримувати, на базі спектрального методу, конструктивні алгоритми розпізнавання станів двигуна у масштабі реального часу,

- метод визначення нештатної зміни параметрів, що ґрунтується на моделюванні дискретних вимірювань параметрів у процесі напрацювання

моделями авторегресії. Моделі авторегресії досить ефективно використовуються для аналізу часових рядів, якими можна математично описувати реалізації

дискретних вимірювань параметрів двигуна за часом.

40 мені напрацювання. Модель авторегресії є записом коливального

процесу на вхідний широкопasmовий процес, типу білого шуму, що відповідає

природі дискретних вимірювань параметрів двигуна, що складаються з дійсного значення вимірюваної величини і випадкової помилки вимірювання у вигляді білого шуму. Момент зміни властивостей реалізації результатів вимірювань,

при використанні моделей авторегресії, визначається з умови забезпечення максимуму функції правдоподібності [14].

На другому рівні оцінка стану зводиться не тільки до розпізнавання придатного і непридатного двигуна, але і до визначення місця локалізації дефекту, виявлення внутрішніх причин появи ознак дефектного стану. У цьому

випадку за інформацією, яку несуть параметри повітряподачі, теплонапруженості за допомогою детермінованих або ймовірних моделей

об'єкта діагностики визначаються причини дефектного стану ТКР.

Для вдосконалення технічного сервісу ТКР потрібно вирішення питань,

пов'язаних з побудовою моделей об'єкта діагностики та з вибором найбільш інформативних параметрів повітроподачі та теплонапруженості.

1.7 Мета та завдання дослідження

Короткий огляд та аналіз стану проблеми показав, що до теперішнього часу створено певні наукові та технічні основи технічного сервісу повітроподавальних систем автотракторних ДВС. Разом з тим, існуючі технології та методи діагностування, контролю та оцінки технічного стану окремих елементів сучасних повітропадаючих систем не враховують повною мірою особливостей їх функціонування.

Підвищення достовірності та зниження трудомісткості діагностичних робіт при технічному сервісі ДВС з газотурбінним наддувом може бути досягнуто розробкою автоматизованих засобів, що володіють можливістю оцифрування даних, отриманих прямим виміром,

41 ної обробки їх з використанням математичного апарату, що підвищує точність діагнозу за рахунок збільшення кількості порівнюваних параметрів при незмінній кількості датчиків.

Для досягнення поставленої мети були визначені до вирішення наступні задачі.

1. Вивчити умови роботи ТКР у системі подачі повітря автотракторних дизелів.

2. Провести аналіз існуючих методів та засобів діагностування агрегатів подачі повітря тракторних дизелів з газотурбінним наддувом.

3. Провести комплексний аналіз взаємозв'язків показників повітроподачі з показниками двигуна при газотурбінному наддуві.

4. Розробити методи та обґрунтувати гранично допустимі показники роботи турбонаддуву у процесі експлуатації.

5. Вивчити та сформулювати причинно-наслідкові зв'язки дефектів агрегатів подачі повітря тракторних дизелів з газотурбінним наддувом.

6. Розробити діагностичні засоби для безрозбірної оцінки технічного стану систем газотурбінного наддуву на основі портативних ЕОМ для стаціонарних та

експлуатаційних умов.

7. Оцінити економічну ефективність розроблених заходів та впровадити їх у виробництво.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ СИСТЕМ НАДДУВА

2.1 Теоретичні дослідження взаємозв'язків показників подачі повітря з показниками роботи двигуна при газотурбінному наддуві

Як уже зазначалося раніше, на режимах роботи двигуна, близьких до номінальних, показники подачі повітря надають визначальний вплив на працездатність не тільки самого двигуна, але і турбокомпресора. Тісний їх взаємозв'язок зумовлює необхідність обґрунтування граничних значень показників подачі повітря, при досягненні яких подальша експлуатація дизеля повинна бути призупинена до встановлення причин появи відмови. Вирішення подібного завдання можливе на підставі математичної моделі взаємозв'язку показників двигуна з параметрами, що характеризують зміни подачі повітря.

Масове наповнення циліндрів свіжим зарядом оцінюється цикловою витратою повітря, яка аналітично виражається залежністю [76]:

$$q_{цв} = A' \cdot V_{ц} \cdot \rho_{к} \cdot \eta_{v} \quad (2.1)$$

де A' - постійний коефіцієнт, $V_{ц}$ - робочий об'єм циліндра, м^3 , $\rho_{к}$ - щільність наддувного повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$; η_{v} - коефіцієнт наповнення.

Аналіз виразу (2.1) показує, що для конкретної конструкції двигуна циклова витрата повітря визначається в основному двома параметрами: коефіцієнтом наповнення і щільністю наддувного повітря, яка визначається тиском наддува $P_{к}$ і температурою $t_{к}$.

В експлуатації коливання циклових подач палива і повітря викликають відповідну зміну коефіцієнта надлишку повітря в циліндрах двигуна. Виходячи з відомої формули коефіцієнта надлишку повітря [76, 123, 124], запишемо

$$\alpha = K_1' \frac{q_{цв}}{q_{цт}} = K_1' \frac{q_{цвс} - \Delta q_{в}}{q_{цтс} - \Delta q_{т}} \quad (2.2)$$

де α - значення коефіцієнта надлишку повітря при режимі роботи двигуна, що не встановився; $K_1' = \frac{1}{L_0}$ - постійний коефіцієнт; L_0 - теоретично необхідна кількість

повітря для повного згоряння 1 кг палива; $q_{цвс}$, $q_{цтс}$ - значення циклових витрат повітря та палива за статичною швидкісною характеристикою; $q_{цв}$, $q_{цт}$ - значення циклових витрат повітря та палива за посередньою динамічною характеристикою; Δq_v , Δq_t - збільшення циклової витрати палива та повітря.

Припускаємо, що погіршення якості процесів сумішоутворення та згоряння має місце за умови [75, 76]:

$$\alpha \leq \alpha_c \quad (2.3)$$

де α_c - значення коефіцієнта надлишку повітря за статичною швидкісною

характеристикою.

Нерівність (2.3) з урахуванням виразу (2.2) може бути записана у такому вигляді:

$$K_1' \frac{q_{цвс} - \Delta q_v}{q_{цтс} - \Delta q_t} \leq K_1 \frac{q_{цвс}}{q_{цтс}} \quad (2.4)$$

Проведемо перетворення нерівності (2.4)

$$q_{цвс} q_{цтс} - \Delta q_v q_{цтс} \leq q_{цвс} q_{цтс} - \Delta q_t q_{цвс};$$

$$-\Delta q_v q_{цтс} \leq -\Delta q_t q_{цвс}$$

або

$$-\Delta q_v q_{цтс} \leq -\Delta q_t q_{цвс}; \quad \frac{q_{цвс}}{q_{цтс}} \leq \frac{\Delta q_v}{\Delta q_t}$$

$$\alpha_c \leq K_1' \frac{\Delta q_v}{\Delta q_t} \quad (2.5)$$

Аналіз виразу (2.5) показує, що погіршення якості протікання процесів сумішоутворення та згоряння в циліндрах двигуна при експлуатації буде спостерігатися лише в тому випадку, коли права частина нерівності (2.5) перевищить відповідне значення коефіцієнта надлишку повітря в статистичних умовах. Найбільша ймовірність погіршення процесів сумішоутворення та згоряння буде спостерігатися лише на тих режимах, коли в подібних статистичних умовах коефіцієнт надлишку повітря приймає мінімальні величини. Зниження коефіцієнта надлишку повітря в цьому діапазоні навантажень викликає погіршення економічності цикли, що оцінюється

індикаторним к.п.д. та питомою індикаторною витратою палива, а також можливе підвищення теплонапруженості двигуна.

Взаємозв'язок η_i і η_e встановлюється залежністю $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{пл}$, а тому зі зменшенням a буде знижуватися і ефективний к.п.д., а, отже, і ефективний

момент двигуна. Тому на даній ділянці навантаженої ефективність функціонування двигуна МЕС, параметри його теплонапруженості багато в чому залежатимуть від показників турбокомпресора і насамперед від тиску наддуву.

Визначення граничних значень параметрів подачі повітря, що визначають ефективну і надійну роботу двигуна, є першочергово важливим в оцінці поточного технічного стану турбокомпресора.

В якості параметрів, які можуть варіювати в експлуатаційних умовах і впливати на стан повітряного заряду, приймаємо тиск P_0 температуру T_0

атмосферного повітря, коефіцієнт опору повітря очищувача ξ_e адіабатичний к.п.д. компресора η_{ad} [24].

До параметрів, які необхідно враховувати при оцінці технічного стану ТКР слід віднести тиск наддуву P_k ; циклова витрата повітря $q_{цв}$; коефіцієнт надлишку повітря a ; параметр, що характеризує теплонапруженість двигуна (критерій теплонапруженості двигуна q_n або температуру відпрацьованих газів $t_{гг}$).

Складемо систему рівнянь взаємозв'язку зазначених вище показників у відносних приростах. Для цього, використовуючи метод малих відхилень [76].

На швидкісному режимі 1800 об/хв (рис. 2.1) збільшення опору очищувача повітря від 4 до 11 кПа призводить до зниження P_k - на 8,5...8,7% і a - на 1,77...1,8%, зростання q_n на 0,48...0,5%. Якщо опір повітряного фільтра досягне 14 кПа, то на швидкісному режимі $n_d = 2200$ об/хв q_n досягає граничного значення, що дорівнює 6 при $P_{до} = 122$ кПа.

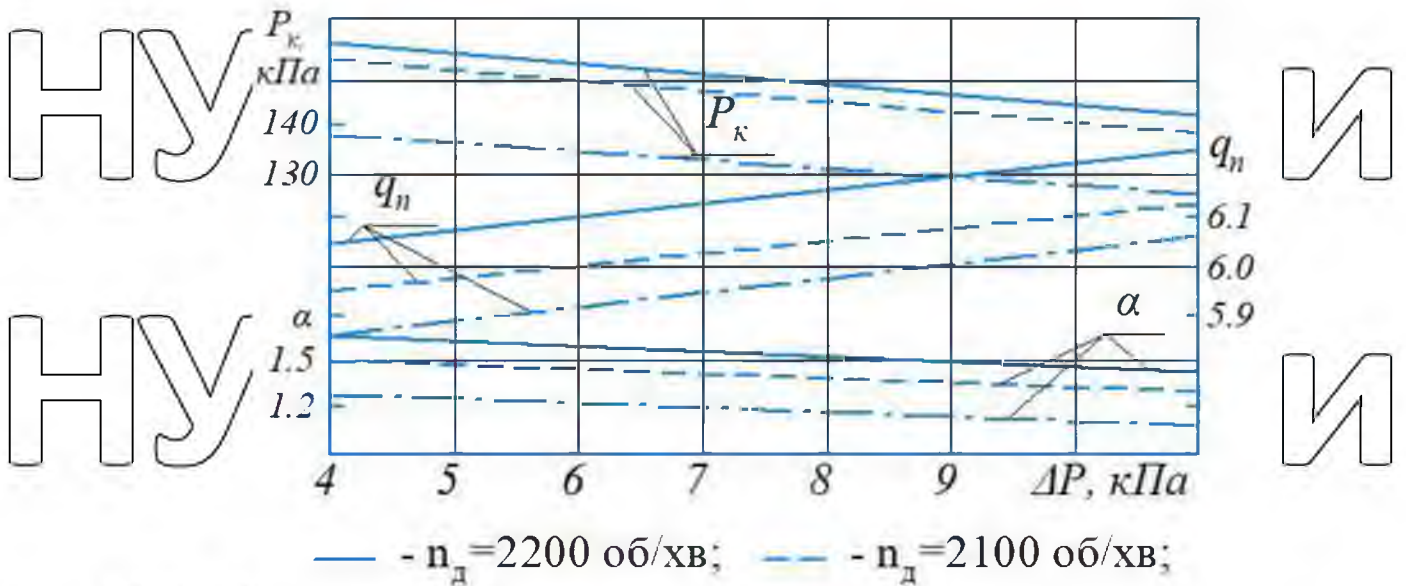


Рисунок 2.1 - Залежність показників двигуна від опору очищувана повітря ($q_{шт} = const$).

На рис. 2.2 представлено графічне зображення показників двигуна залежно від технічного стану турбокомпресора, яке в даному випадку характеризується його адиабатичним к.п.д. $\eta_{ад}$.

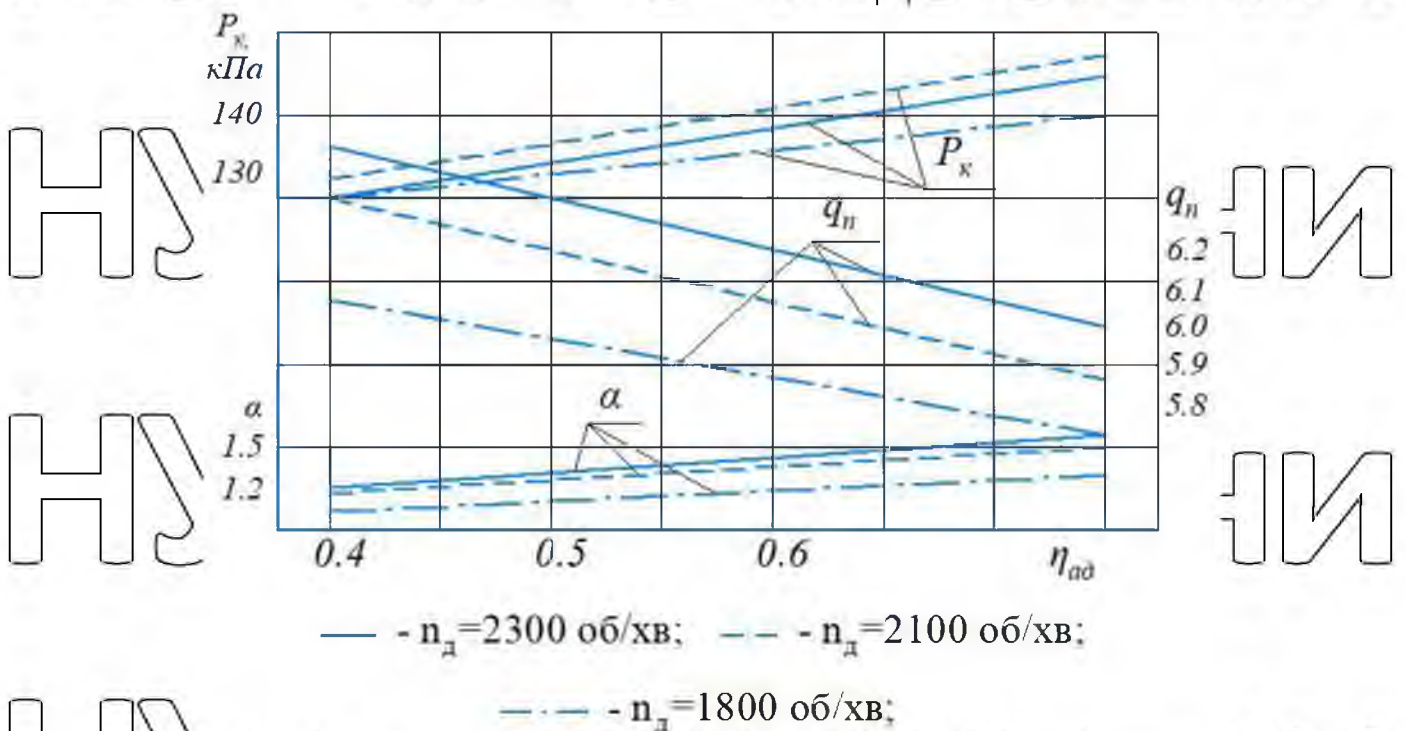


Рисунок 2.2 - Залежність показників роботи двигуна Д-245-35 від адиабатичного к.п.д. компресора ($q_{шт} = const$).

Аналіз графічних залежностей показує, що граничне зниження $\eta_{ад}$ за умовами допустимої теплової напруженості двигуна для різних швидкісних режимів становить: для $n_d = 2200$ об/хв - $\eta_{ад\text{кр}} = 0,56$; для $n_d = 2100$ об / хв

- $\eta_{ад\text{пр}} = 0,47$. На швидкісному режимі $n_d = 1800$ об/хв зниження $\eta_{ад}$ від 0,7 до 0,4 призводить до зростання q_n від 5,7 до 6,0, що менше $q_{нпр} = 6$ на 2,3%

Проведені розрахунки підтвердили висунуту раніше гіпотезу про те, що при навантаженнях, близьких до номінальних, у разі появи «прихованих» відмов, пов'язаних з порушенням подачі повітря, критерій теплонапруженості q_n може перевищувати гранично допустиме значення. Одним із показників, що характеризує працездатність системи «ДВЗ – ТКР», є тиск наддуву.

2.2 Обґрунтування граничних значень показників роботи турбокомпресора

Система газотурбінного наддуву автотракторних дизелів у класичному її конструктивному виконанні складається з двигуна турбіни та компресора. Турбіна і компресор встановлені на одному загальному валу і представляють єдиний агрегат, званий турбокомпресором [93]. Останній приводиться в дію енергією випускних газів та забезпечує повітропостачання двигуна. При подібній схемі газотурбінного наддуву між турбіною і компресором крім механічної є газовий зв'язок, що автоматично змінює параметри турбіни, а, отже, і компресорна сварка при зміні потужності дизельного двигуна. Переваги такої схеми є очевидними. Головний же недолік її полягає в тому, що ефективно функціонувати вона може тільки при взаємозв'язках, характерних для технічно справних окремих її елементів. Несправність у будь-якому з елементів, що поступово накопичується в процесі експлуатації і зовні помітно не виявляється на певних режимах роботи, може призвести до раптової відмови. Складність діагностування такої системи з метою оцінки її працездатності полягає в тому, що показники функціонування турбокомпресора в експлуатації можуть змінюватися як залежно від технічних і режимних характеристик самого

двигуна, так і від технічних і режимних характеристик турбокомпресора. Виявлення характерних функціональних параметрів ТКР, визначення їх граничних значень та методів контролю є першорядним при технічному сервісі турбокомпресорів [44].

Одним з основних параметрів, що діагностуються газотурбінного наддува, як зазначалося раніше, є тиск надвального повітря P_k [17].

Допуски температури надвального повітря і температури навколишнього середовища прийняті з умов експлуатації двигуна Д-245-35 і вимог Посібника з експлуатації 245.7 - 0000100PE: $T_k = 393 \text{ K}$, $T_o = 293 \text{ K}$. Градації P_k здійснювалися

методом малих прирощень. За результатами розрахунків отримуємо залежність, наведену на рис. 2.4

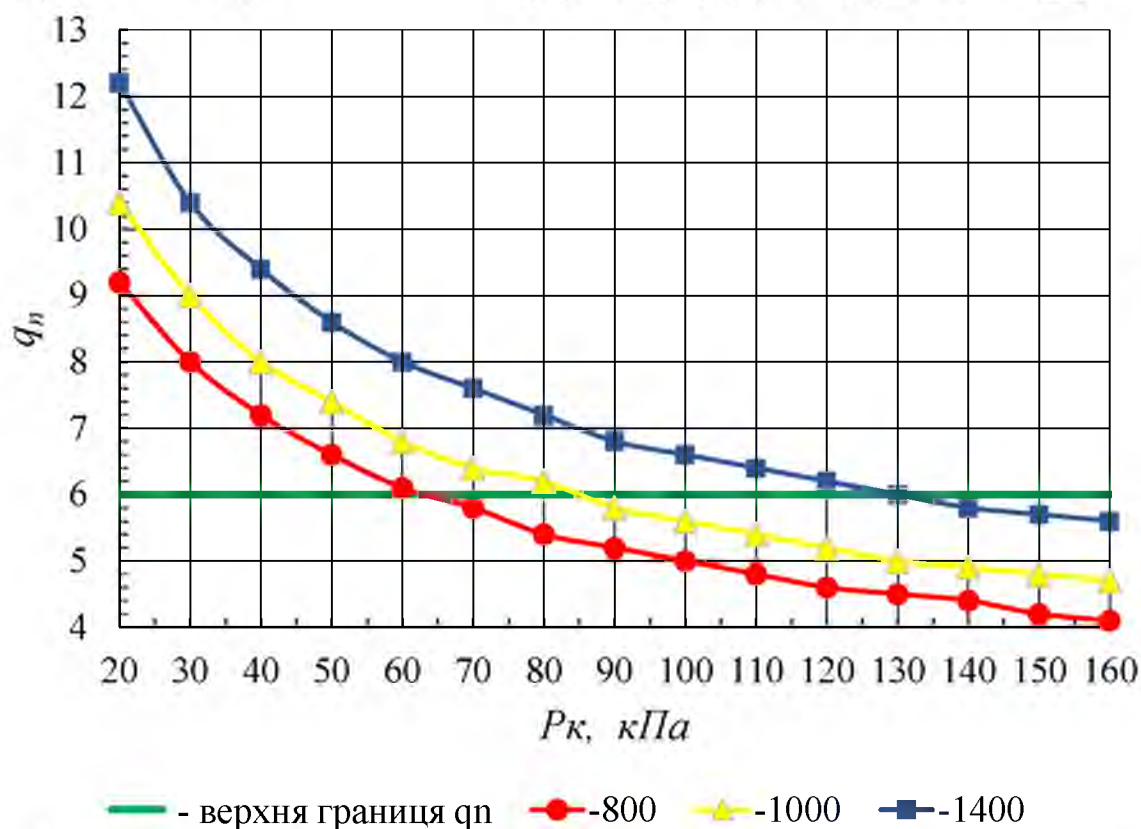


Рисунок 2.4 - Залежність показників теплонапруженості двигуна Д-245-35 від частоти обертання двигуна та тиску на впуску P_k

Аналізуючи отриману залежність, можна дійти наступного висновку, що у частотах обертання залу двигуна 800-1000 об/хв теплонапруженість має

виходить за верхню межу. На оборотах 1400 і вище та але мініальному навантаженні досягає його вже при зниженні тиску наддуву до 122 кПа.

2.3 Обґрунтування та вибір параметрів турбокомпресора, що діагностуються.

Викладене вище дозволяє констатувати, що в процесі функціонування МЕС є можливість відслідковувати інформацію про працездатність ТКР, контролюючи його вихідні показники. Враховуючи, що на діагностику відводиться певний час, то з економічних міркувань доцільно за цей проміжок часу перевіряти такі показники роботи ТКР, які забезпечать найбільшу достовірність результатів контролю його працездатності. Запропонована методика та вибір діагностичних параметрів заснована на їх інформативності з урахуванням їх взаємозв'язку з функціональними показниками двигуна та економічністю діагностування.

Виходячи з того, що турбокомпресор як об'єкт діагностування в системі подачі повітря дизеля характеризується різними діагностованими параметрами a_1, a_2, a_3 , які в загальному випадку можуть представлені експлуатаційними показниками (тиском наддува, тиском перед компресором, тиском до і після турбіни, частотою обертання ротора ТКР, температурами газу в компресорі і турбіні, шумністю, вібрацією та іншими). Наявність кожного з показників на виході об'єкта залежить від працездатності певних груп елементів ТКР. Припустимо, що елементи, необхідні для наявності якого-небудь параметра a_j , що діагностується, становить підмножина A_j з множини A . Приймаємо, що достовірність діагностування всіх параметрів однакова і час на контроль кожного дорівнює t .

Цінність параметра, що діагностується, визначається тим, який обсяг інформації він несе. При виборі параметрів, що діагностуються, важливо встановити ступінь зв'язку їх з технічним станом об'єкта [41, 43]. При цьому ймовірність справного стану ТКР до та після діагностики a_j -го параметра буде різною. Якщо прийняти ймовірність справного (працездатного) стану ТКР до діагностики $P(S)$ (ап'юріорна ймовірність), а після діагностики a_j -го параметра

(апостеріорна ймовірність) стає $P_{aj}(S)$. Тоді різниця між апостеріорною та апріорною ймовірностями працездатного стану покаже наскільки зросли наші знання про технічний стан об'єкта, що перевіряється. Якщо знання про технічний стан об'єкта не змінилися або змінилися незначно, то обраний параметр, що діагностується, малоцінний. Отже, що більше різниця $\Delta P_c = P_{aj}(S) - P(S)$, то цінніший для діагностики параметр.

У зв'язку з тим, що час діагностування при технічному сервісі обмежено, воно повинно бути обов'язково враховано. Тоді за одиницю часу:

$$\varphi_j = \frac{P_{aj}(S) - P(S)}{t}$$

де φ_j – провідна функція процесу; t – час, що витрачається на діагностику вибраного параметра.

З залежності (2.4) видно, що для вибору пара, що діагностується, метра важливі як збільшення апостеріорної ймовірності працездатного стану, так і час, що витрачається на діагностику обраного параметра.

2.4 Розвиток методів оцінки стану тракторних двигунів за параметрами повітроподачі та теплонапруженості

Параметри подачі повітря двигуна (тиск наддуву, витрата повітря), а також вихідні параметри двигуна, що залежать від параметрів повітря подачі (потужність, питома витрата палива, димність, температура відпрацюючих газів, теплонапруженість та ін.) є носіями інформації про рівень працездатності турбокомпресора. Тому їх можна використовувати для розпізнавання певного класу станів двигуна – класу, що поєднує дефекти турбокомпресора.

Оцінка стану ТКР за рівнем параметрів подачі повітря, температурою відпрацьованих газів, теплонапруженості є, в даний час, одним з нових методів визначення справності двигуна в процесі експлуатації.

Ефективність оцінки стану ТКР за рівнем параметрів повітря подачі та теплонапруженості визначається:

- рівнем точності контрольно-виміральної апаратури, що використовується для вимірювання цих параметрів;

- достовірністю технічних норм на відхилення тиску наддуву і температури відпрацьованих газів, що допускаються.

У цьому завданні діагностики стану ТКР можна вирішувати одному з двох рівнів.

На першому рівні прийняття рішень про стан об'єкта може проводитися двома підходами.

Методи оцінки технічного стану ТКР за рівнем теплонапруженості або тиску наддуву засновані на порівнянні фактичних або розрахункових значень параметрів двигуна з технічними нормами на відхилення цих параметрів, що допускаються, або на порівнянні темпів зміни параметрів у міру вироблення ресурсу.

Зазвичай проводять оцінку стану в даний час і без використання апріорної інформації про передісторію стану і, отже, без будь-яких подальших прогнозів його. Такий підхід фактично збігається з процедурою контролю за станом і належить до діагностичним методам допускового контролю, тобто, якщо значення параметрів знаходяться в межах технічних норм, вважається, що стан об'єкта відноситься до категорії придатних, а якщо значення параметрів знаходяться за межами технічних норм, то до категорії дефектних. Такий підхід

до оцінки стану за наявності достовірних технічних норм отримав широке поширення в експлуатації. Цей спосіб передбачає наявність взаємозв'язку між технічною нормою та станом двигуна на різних режимах роботи [45, 55, 56].

Використання такого підходу для оцінки стану є досить простим за наявності апріорного вирішення питань, пов'язаних з обґрунтуванням вибору кінцевого числа діагностичних параметрів та з розробкою методів розрахунку технічних норм. Тому ототожнення технічних норм X_T з діагностичним допуском X_D , тобто, прийняття $X_T = X_D$ дуже несприятливо позначається на правильності одержуваної відповіді в оцінці стану і передбачає появу в діагностичному процесі таких ситуацій, коли частина придатних виробів визнаватиметься дефектними, а частина дефектних – придатними. Ця обставина породжує необхідність вирішення додаткових питань щодо визначення оптимальних

допусків на вихідні параметри.

Другий підхід заснований на оцінці характеру та динаміки зміни параметрів. При його використанні потрібно дискретне або безперервне вимірювання параметрів часу. Ознакою зміни стану в даному випадку є момент часу t , який відповідає початку зміни параметрів, відмінного від типового протікання. Початок зміни стану у разі визначається моментом часу t_i і швидкістю зміни параметрів. Інформативність такого методу оцінки стану може бути підвищена при використанні одночасно кількох параметрів, взаємопов'язаних між собою відповідно до моделі двигуна.

Оцінку моменту початку нештатної зміни параметрів можна проводити різними методами:

- методом визначення моменту початку зміни параметрів, заснованого на аналізі тренду параметрів, шляхом порівняння значень результатів виміру на різних ділянках виміру;

- методом спектрального аналізу, заснованим на виділенні з сигналу вторинних ознак шляхом перекладу досліджень з тимчасової області в частотну область. Застосування спектрального аналізу, у багатьох випадках, дозволяє отримати ефективне розпізнавання стану дизельного двигуна з газотурбінним

наддувом, що пояснюється наявністю в двигуні несправностей, що виявляються в зростанні амплітуд окремих періодичних складових у спектральному складі сигналів, що надходять від датчиків контрольованих параметрів. Однак складний і тривалий аналіз спектрів, великий обсяг необхідної апріорної інформації не завжди дозволяють отримувати, на базі спектрального методу, конструктивні алгоритми розпізнавання станів двигуна в масштабі реального часу;

- методом визначення нештатної зміни параметрів, заснованого на моделюванні дискретних вимірювань параметрів у процесі напрацювання моделями авторегресії. Моделі авторегресії досить ефективно використовуються для аналізу часових рядів, якими можна математично описувати реалізації дискретних вимірювань параметрів двигуна за часом напрацювання. Модель

авторегресії є записом коливального процесу на вхідній широкосмуговий процес, типу білого шуму, що відповідає природі дискретних вимірювань параметрів двигуна, що складаються з дійсного значення вимірюваної величини і випадкової помилки вимірювання у вигляді білого шуму. Момент зміни властивостей реалізацій результатів вимірювань, при використанні моделей авторегресії, визначається з умови забезпечення максимуму функції правдоподібності.

На другому рівні оцінка стану зводиться не тільки до розпізнавання придатного і непридатного двигуна, але і до визначення місця локалізації дефекту, виявлення внутрішніх причин появи ознак дефектного стану. У цьому випадку за інформацією, яку несуть параметри повітряподачі, теплонапруженості за допомогою детермінованих або ймовірних моделей об'єкта діагностики визначаються причини дефектного стану ТКР.

Для формування методів діагностики в будь-якому випадку потрібне вирішення питань, пов'язаних з побудовою моделей об'єкта діагностики та з вибором найбільш інформативних параметрів подачі повітря та теплонапруженості.

2.5 Висновки за розділом 2

1. Розроблено математичну модель, що дозволяє в комплексі вивчати взаємозв'язок показників роботи двигуна та подачі повітря на різних швидкісних і навантажувальних режимах. Встановлено, що порушення повітря подачі при засміченні очищувача повітря та зниженні адиабатичного К.П.Д. ТКР на режимах двигуна, близьких до номінального, супроводжується не тільки зниженням тиску наддуву до 122 кПа, а також зростанням теплонапруженості q_p до 6, який є граничним для даної конструкції двигуна.

2. Розроблено методику розрахунку граничних за теплонапруженістю двигуна значень тиску наддуву та тиску газів перед турбіною.

3. Запропоновано методику обґрунтування та вибору як діагностичний параметр, що характеризує працездатність ТКР щодо тиску наддуву. Визначено умову максимальної інформативності тиску наддуву як діагностичний показник.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Експериментальне обладнання

Метою проведення досліджень є перевірка результатів теоретичних досліджень, практичне вивчення закономірностей процесів, що відбуваються в системі газотурбінного наддуву, встановлення факторів, що найбільше впливають на його роботу.

Як об'єкт дослідження було обрано турбокомпресор ТКР 6 І встановлений на тракторний двигун Д-245-35 (заводський номер № 448022) з ТКР 6. Г-00-01 (заводський номер № 19692). Випробування двигуна проводили відповідно до

ГОСТ 18509-88 «Дизелі тракторні та нові комбай. Методи стендових випробувань» (остання редакція 18.05.11) [25]. При випробуваннях знімалися регуляторна характеристика двигуна [5] показники P_{k1} і P_{k2} турбокомпресора.

Випробування проводилися лабораторною установкою з використанням прокатково-гальмівного стенду КІ-5543 ДОСНИТИ (рис. 3.1) [167, 168, 170].



Рисунок 3.1 Обкаточно-гальмівний стенд КІ-5543

Випробування проводилися за загальним та приватним методикам, відображеним у роботах [32,37,40, 60].69

3.2 Визначення контрольованих параметрів та їх меж

Для підвищення точності та швидкості обробки інформації в процесі випробувань застосовувалося як стандартне, так і додаткове спеціальне

розроблене обладнання. Зокрема були розроблені додаткові апаратні та програмні засоби, що дозволяють у режимі реального часу контролювати результати експерименту, проводити необхідні розрахунки та вести накопичення статистичної інформації.

Контролювалися такі параметри: тиск наддуву на різних ділянках, тиск пульсацій випускних газів випускного колектора розрідження повітря (абсолютне значення тиску повітря), масова витрата повітря.

Для дизельного двигуна Д-245-35 та ТКР 6,1-00-01 визначалися межі контрольованих параметрів (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 - Межі контрольованих параметрів

Контрольований параметр	Значення максимальних меж
Тиск наддуву (відносне значення)	0...130 кПа (приріст до атмосферного тиску)
Тиск пульсацій випускних газів випускного колектора (відносне значення)	0... 100 кПа (приріст до атмосферного тиску)
Розрідження повітря (абсолютне значення тиску повітря)	50... 100 кПа (нижче за атмосферний тиск)
Витрата повітря	0...500 кг/год

Значення максимальних меж контрольованих параметрів прийнято з наступними допусками:

- значення максимального тиску наддуву прийнято з технічної документації на агрегат [44];

- допуски на розрідження з вимог Посібника з експлуатації 245.7 - 0000100PE [44] (нижня межа обумовлена нижньою межею допуска роботи фільтра повітроочисника і ТКР, верхня межа дорівнює значенню атмосферного тиску - випадок, коли двигун зупинений);

- значення меж тисків пульсацій випускних газів випускного колектора для нульового значення дорівнює атмосферному (101,3 кПа) (випадок, коли двигун зупинений) і 200 кПа (приблизно приріст на 1 атм.) для умов технічно справної системи випуску та припущень, що система випуску не створює додаткових перешкод на шляхи відпрацьованих газів.

У методиці враховуються як прямі вхідні параметри системи наддува (тиск наддуву, що розвивається, розрідження на вході в компресор, витрата повітря), так і вихідні параметри системи ДВС-ТКР (пульсації тиску у впускному колекторі). Контрольовані параметри зводяться до аналогових сигналів, таких як напруга, сила струму, опір. Зміна параметра призводить до зміни напруги, сили струму або опору. Аналогові сигнали мають переваги в порівнянні з цифровими сигналами, внаслідок того, що швидкість зміни сигналу не залежить від обладнання, що застосовується. Тоді як для швидких цифрових сигналів потрібен потужний процесор обробки, що збільшує вартість системи, вимагає вирішення проблеми накладення на сигнал високочастотної складової (потрібне екранування сигналів і застосування додаткових фільтрів) [99, 98, 137, 138, 184]. Оптимальними будуть аналогові датчики, що дозволяють контролювати параметри з необхідною точністю та загальна плата збору даних, що перетворює вихідну напругу з датчиків на цифрові сигнали.

3.3 Первинні перетворювачі та плата збору даних

Для контролю параметрів тиску наддуву та тиску пульсацій-випускних газів впускного колектора обрано датчик тиску наддуву повітря (47.3829), (рис. 3.2).



Рисунок 3.2- Датчик тиску наддува 47.3829

Датчик параметричний, має вбудований підсилювач, живлення + 5 В. Споживаний струм 6-10 мА. Для живлення використовуємо блок живлення ROBITON із регулятором напруги.



Рисунок 3.3-Монтаж датчика тиску наддува 47.3829 на впускний колектор двигуна

Датчик має лінійну характеристику напруги з межею від 0,5 до 4,5 В. Діапазон абсолютного тиску від 100 до 240 кПа. Для вимірювання тиску пульсацій випускних газів у датчику використано охолоджувач - алюмінієву трубку довжиною 20 см, щоб датчик не пошкодився від дії високих температур (рис. 3.5).



Рисунок 3.5-Монтаж датчика тиску випускних газів перед турбіною 47.3829 на випускний колектор двигуна Д245-35

Для контролю розрідження повітря (абсолютне значення тиску повітря) використовуємо датчик абсолютного тиску 45.3829, (рис. 3.6). Датчик має лінійну залежність за напругою з межею від 0,75 до 4,75 В. Межа вимірювання тисків від 50 до 250 кПа (абсолютний тиск).



Рисунок 3.6 - Датчик абсолютного тиску 45.3829



Рисунок 3.7 - Датчик масової витрати повітря

Для вимірювання та контролю витрати повітря використовуємо датчик масової витрати повітря HLM2-4.7 0280212014 (BOSCH), що дозволить відмовитися від датчика температури наддувного повітря, оскільки датчик вже вважає масову витрату повітря (рис. 3.7 - 3.8). Масова витрата повітря, що надходить у двигун (через ТКР) видається у вигляді напруги постійного струму.



Рисунок 3.8 - Установка датчика HLM2-4.7 0280212014 та 45.3829 на впускному колекторі замість штатного перехідного патрубку

Перетворення аналогових сигналів здійснювалося за допомогою плати L-783 розрядністю 12-біт виробництва ЗАТ «Л-Кард», встановлений у персональній ЕОМ типу IBM PC/XT. Плата має 32-вхідні канали обробки сигналів з максимальною частотою перетворення 3 МГц (рис. 3.9-3.10). АЦП

дозволяє проводити оцифрування аналогового сигналу при одноканальному режимі з частотою до 3 МГц. При збільшенні числа опитуваних каналів, максимальна частота опитування ділиться на кількість каналів. Крім того, частотою можна керувати програмно та встановити необхідне значення, виходячи з методики проведення експерименту.



Рисунок 3.9 Плата збору даних L 783



Рисунок 3.10- Встановлення плати збору даних L 783 фірми ЗАТ "ЛКАРД" в шину PCI 2.3 материнської плати комп'ютера

Загальний вид вимірювальної системи вивчення показників роботи системи наддуву представлений на рис. 3.11 [64].



Рисунок 3.11 - Вимірювальна система з вивчення показників роботи системи наддуву, встановлена на двигуні Д-245-35 та ТКР-6.1-00-01 з використанням обкатально-гальмівного стенду КІ 5543

3.4 Висновки за розділом 3

- 1/ Модернізовано обкаточно-гальмівний стенд КІ-5543-ГОСНИТИ для розширення його технологічних можливостей випробування та діагностування двигунів внутрішнього згоряння з газотурбінним наддувом з оснащенням сучасними контрольно-вимірювальними приладами та комп'ютерною системою реєстрації прямих вхідних і вихідних. Визначено первинні перетворювачі фізичних величин в аналогові сигнали з урахуванням похибки та меж контрольованих параметрів. Визначено плату збору даних з урахуванням кількості опитуваних сигналів і частоти дискретизації, для збільшення точності вимірюваних величин і швидкості передачі даних на обробку ЕОМ.
- 2/ Розроблено програму для ЕОМ, що дозволяє проводити збір, обробку, зберігання та аналіз діагностичної інформації, що надійшла з первинних перетворювачів.

- 3/ Розроблено методику імітації різних несправностей у системі ДВС - ТКР.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СИСТЕМ ГАЗОТУРБІННОГО НАДІУВА ДВИГУНІВ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

4.1 Закономірності зміни діагностичних показників ТКР на різних

Цикл експериментальних досліджень показників роботи турбокомпресора ТКР 6.1-00-01 тракторного дизеля Д-245-35 був проведений з метою перевірки, уточнення результатів розрахунково-чисельного дослідження та оцінки адекватності отриманих математичних виразів, що описують закономірності зміни діагностичних показників ТКР роботи двигуна, у тому числі при імітації несправностей у системі ДВС - ТКР, згідно з розробленою раніше схемою (рис. 3.1).

У процесі експериментів досліджувалася поведінка діагностичних показників P_k і P_T при послідовній зміні швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна зміні витоків газу на впуску та випуску, а також зміні гідравличного опору на впуску та випуску та проводилося їх порівняння з даними, отриманими розрахунковим путем. Як приклад нижче представлені деякі з характеристик і файлограм, отриманих експериментально на різних режимах роботи двигуна, що розкривають при цьому особливості формування діагностичних показників P_k і P_T .

На рис. 4.1 представлена вихідна регуляторна характеристика двигуна Д-245-35 з ТКР 6.1-00-01, отримана шляхом гальмування на стенді КІ-5543 ДЕРЖСНІТІ [74, 78, 79].

Як видно з характеристики, заявленої заводом-виробником, ефективну потужність двигун Д-245-35 $N_e = 77$ кВт реалізує при частоті обертання $n_d = 2125$ об/хв. При цьому технічно справний турбокомпресор сміття ТКР-6.1-00-01 має такі функціональні показники:

- На номінальному режимі $n_{двс} = 1700$ об / хв $P_k = 142 \dots 155$ кПа, $P_T = 160 \dots 175$ кПа;
- на режимі максимальних оборотів холостого ходу $n_{двс} = 2200$ об/хв $P_k = 112 \dots 113$ кПа, $P_T = 148 \dots 149$ кПа,

- на режимі мінімальних оборотів холостого ходу $n_{дрс} = 800$ об/хв

$P_k = 95 \dots 115$ кПа, $P_t = 110 \dots 112$ кПа

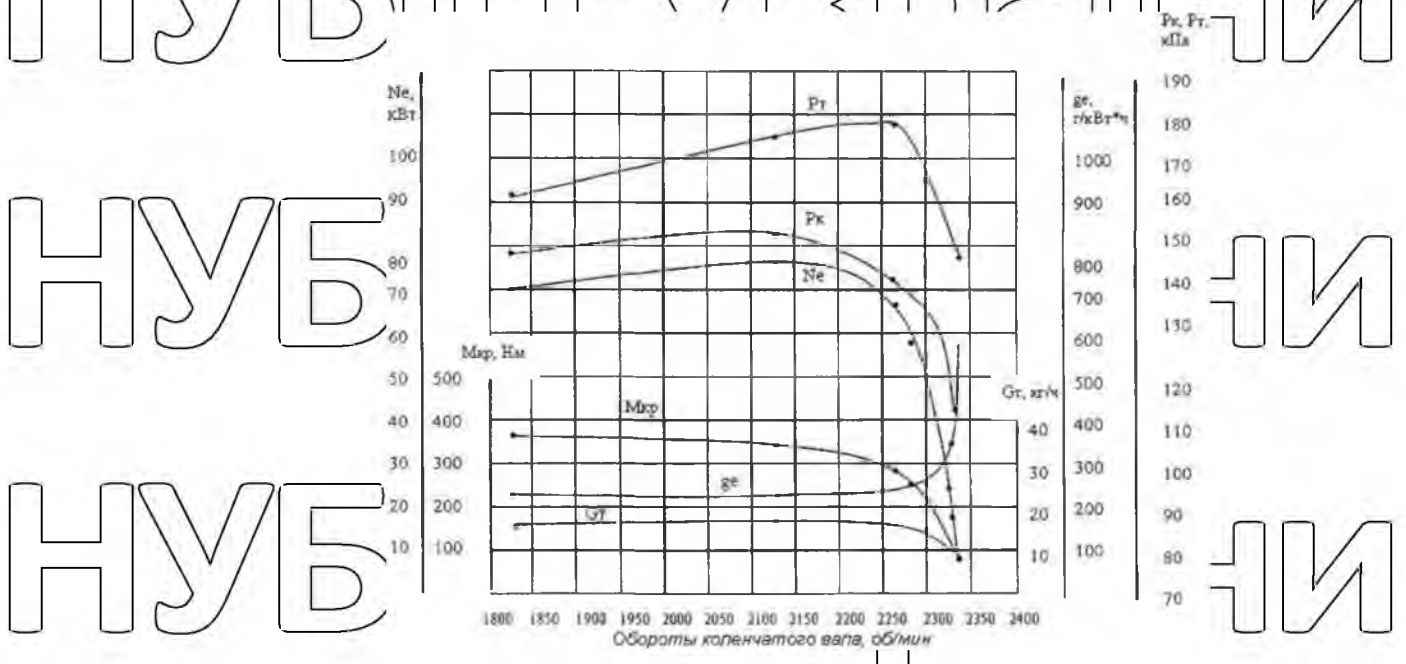


Рисунок 4.1- Вихідна регуляторна характеристика зі швидкісною гілкою

двигуна Д-245-35 та ТКР-6.1-00-01

Характеристики турбокомпресора, отримані шляхом "накидання-скидання" оборотів двигуна, представлені у вигляді графіків наростаючих процесів $P_k = f(T)$ і $P_t = f(T)$ на рис. 4.2.

Реалізація режиму досягалася шляхом швидкого збільшення подачі палива за постійного номінального навантаження двигуна. З графіків видно, що у справному стані двигуна і турбокомпресора зі збільшенням оборотів двигуна має місце практично синхронне наростання тиск наддуву і випуску P_k і P_t без помітних пульсацій тиску на впуску та випуску. Графіки мають плавні безперервні криві без зривів. Після завершення перехідних процесів (приблизно через 3 секунди) максимальні значення P_k і P_t досягають практично максимальних значень за регуляторною характеристикою ($P_k = 140 \dots 150$ кПа, $P_t = 160$ кПа). На спадаючій вітці перехідного процесу крива P_t має більший тангенс кута нахилу, ніж P_k . Це може пояснюватися більш плавним зниженням $P_{до}$ через інерційність обертання валу ТКР.

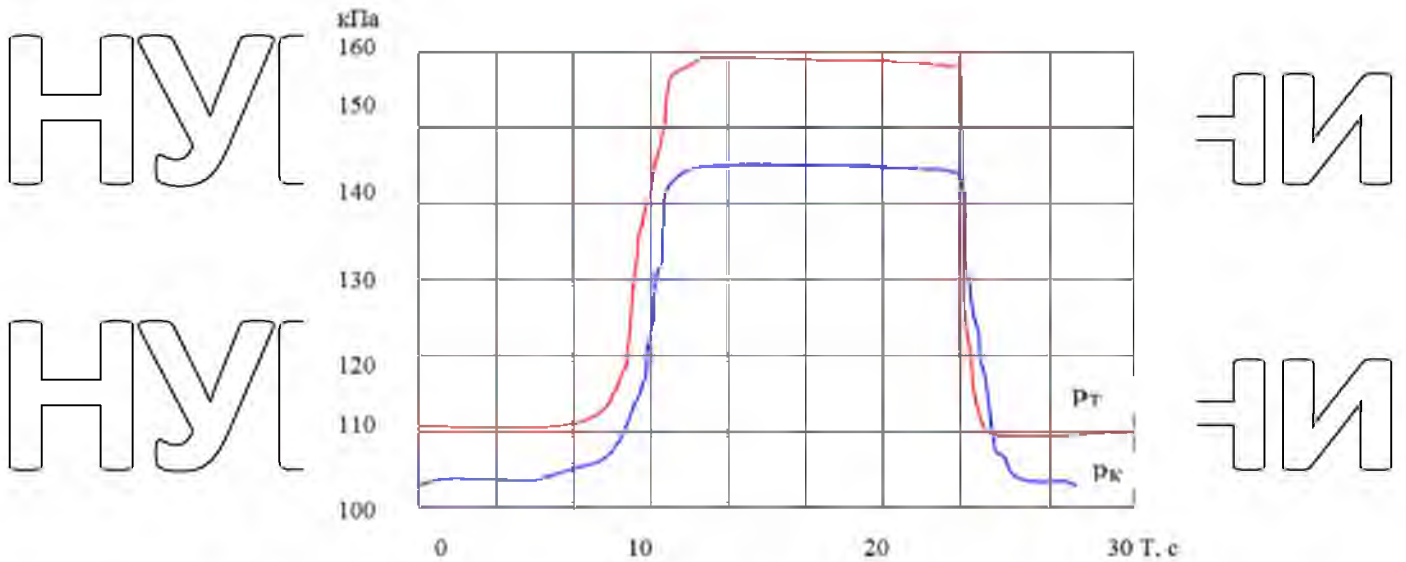


Рисунок 4.2 - Зміна P_k і P_t зі збільшенням обертів двигуна Д-245-35 з 1400 до 2200 об/хв.

— Тиск вихлопних газів P_t
— Тиск наддуву P_k

На рис. 4.3 показано зміну параметрів наддуву P_k і P_t на різних частотах обертання валу двигуна на холостому ході.

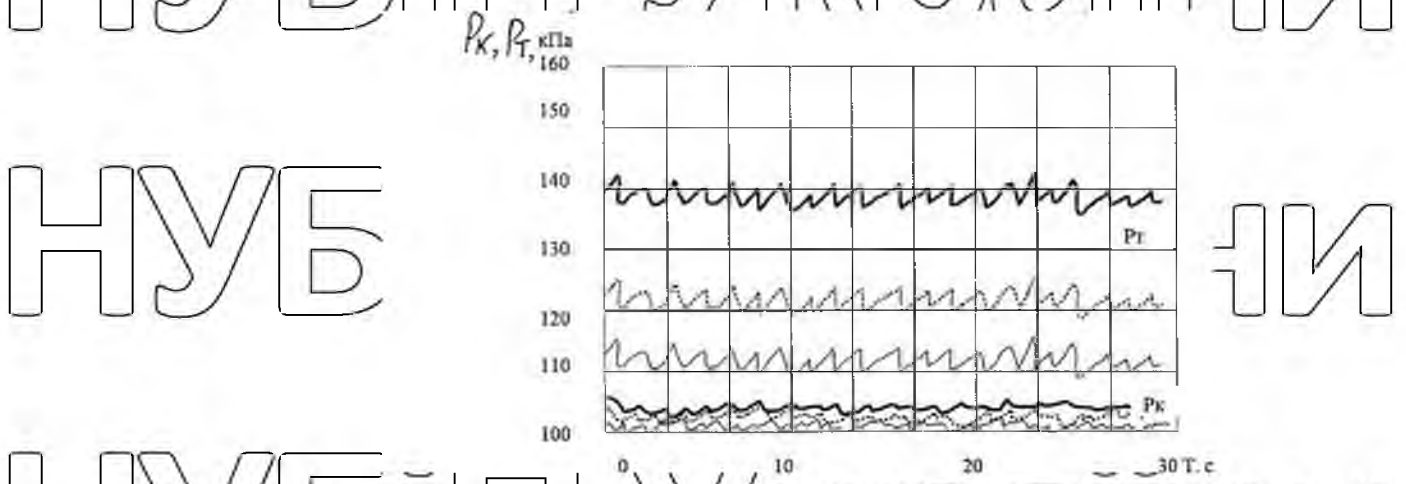


Рисунок 4.3 - Значення P_k і P_t за різних частот обертання валу двигуна на режимі холостого ходу двигуна Д-245-35

- P_k при обертах двигуна 1200 об/хв.
- P_k при обертах двигуна 1600 об/хв.
- P_k при обертах двигуна 2200 об/хв.
- P_t при обертах двигуна 1200 об/хв.
- P_t при обертах двигуна 1600 об/хв.
- P_t при обертах двигуна 2200 об/хв.

Як очевидно з графіка, збільшення швидкісного режиму двигуна на холостому ході від 1200 до 2200 об/хв призводить до зростання P_T від 112 кПа до 140 кПа. У цей час зміна тиску наддуву у своїй незначно (від 102 до 104 кПа).

Подібне відбувається і в режимі розгону двигуна на холостому ході. Так збільшення $n_{двс}$ з 1200 об/хв. до 2200 об/хв. призводить до підвищення P_k з 102,6

кПа до 106 кПа (рис. 4.4). Параметр «тиск P_T » більш інформативний, оскільки зміна швидкісного режиму як на холостому ході, так і під навантаженням призводить до помітного його варіювання. У режимі вільного прискорення без

навантаження при зміні $n_{двс}$ з 1200 об/хв. до 2200 об/хв тиск P_T зростає від 113 кПа до 132 кПа.

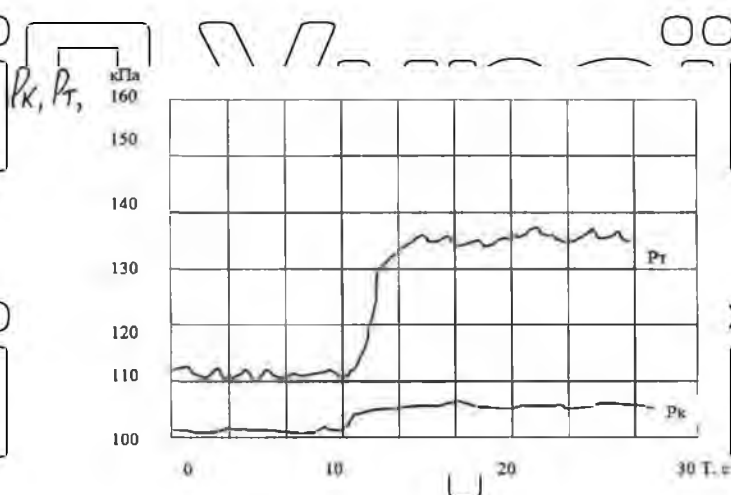


Рисунок 4.4 - Значення P_k і P_T зі збільшенням оборотів з 800 до 2200 об/хв

на режимі холостого ходу двигуна Д-245-35 (заводський номер № 448022) з ТКР 6 1-00-01 (заводський номер № 19692)

Розгінні характеристики ДВС, отримані для P_k і P_T під навантаженням при зміні $n_{двс}$ від 1400 до 1700 об/хв (рис. 4.5) близькі за своїми амплитудними

значеннями до характеристики, представленої на рис. 4.2. Це свідчить про те, що при навантаженнях, близьких до номінальних значень, при збільшенні швидкісного режиму параметри наддуву P_k і P_T приймають значення, що

забезпечують надійну роботу двигуна та турбокомпресора.

Подані закономірності вказують на суттєву залежність параметрів P_k і P_T турбокомпресора від швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна.

Найбільшу інформативність про стан тур-

91 бркомпресора P_k і P_t несуть режими роботи на підвищених оборотах двигуна під навантаженням.

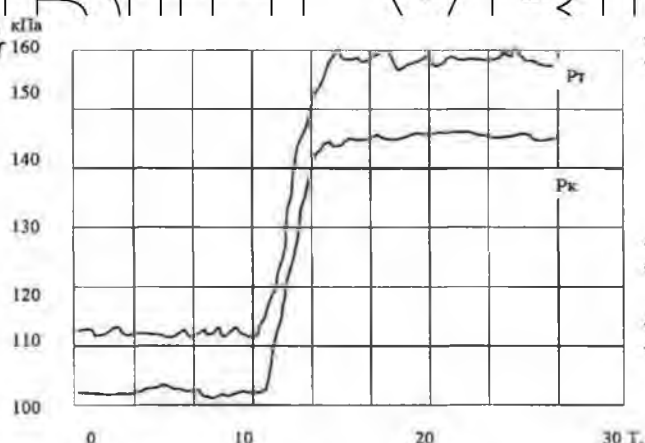


Рисунок 4.5 – Значення P_k і P_t зі збільшенням оборотів з 1400 до 1700 об/хв на номінальному режимі за постійного навантаження двигуна Д-245-35 (заводський номер № 448022) з ТКР 6.1-00-01 (заводський номер № 19692)

Дані характеристики технічно справного турбокомпресора прийняті як базові при подальшому вивченні закономірності зміни P_k і P_t у разі появи несправностей у системі наддуву і пов'язаних з нею систем.

4.2 Результати перевірки адекватності математичної моделі

Перевірка адекватності математичної моделі проводилася для рівнянь щодо встановлення номінальних значень $P_{до}$ та зміни $P_{до}$ за умовою обмеження теплонапруженості двигуна на різних швидкісних режимах, описаних у розділі 2.2.

На рис. 4.6 лінійним графіком представлена теоретична залежність зміни $P_{до}$ за умовою обмеження теплонапруженості двигуна на різних швидкісних режимах, точками представлена практична залежність зміни $P_{до}$ при номінальному завантаженні стенда. Максимальна розбіжність теоретичної та експериментальної залежностей у діапазоні 800...1400 об/хв. відповідає $\Delta P_{к\tau} = 23$ кПа, а коефіцієнт кореляції перебуває у діапазоні 0,89...0,92. Для діапазону 1400...2200 об/хв (являється основним в експлуатації) статистична обробка результатів у пакеті «*MS Excel*» показала, що коефіцієнт кореляції експериментальних та теоретичних залежностей становить 0,92...0,94†.

Кордон номінальних значень $P_{до}$ двигуна Д-245-35 для експериментальних

та теоретичних залежностей становить 155 кПа.

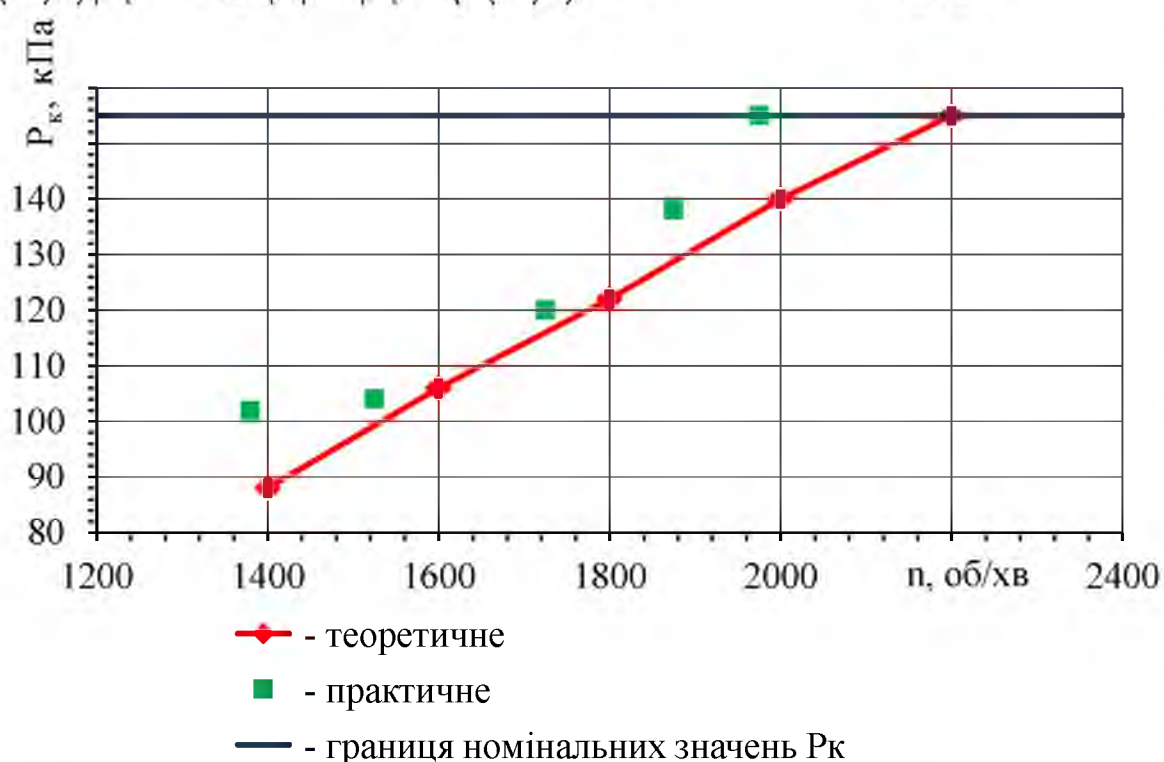


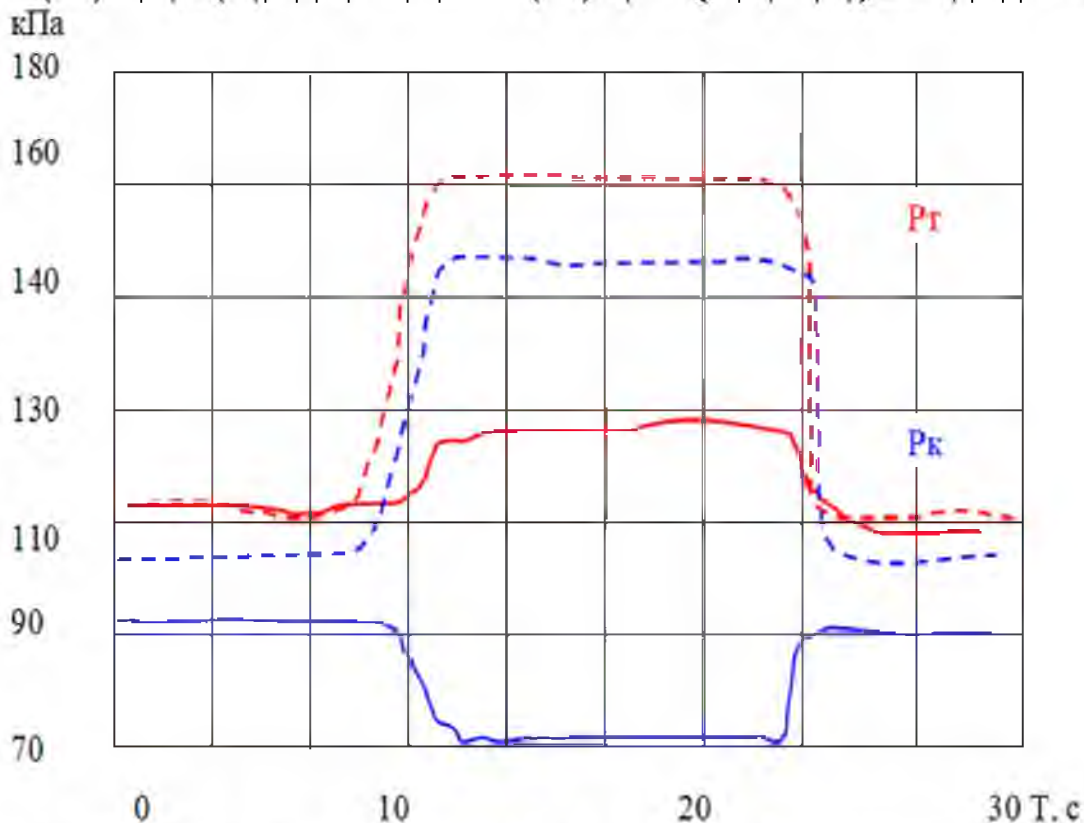
Рисунок 4.6 - Зміни P_k за умовою обмеження теплонпруженості двигуна на різних швидкісних режимах та межа номінальних значень P_k за номінальної частоти обертання двигуна

Таким чином, сума отриманих результатів дозволяє зробити обґрунтований висновок про адекватність математичної моделі для рівнянь щодо встановлення номінальних значень P_k та зміни $P_{до}$ за умов обмеження теплонпруженості двигуна на різних швидкісних режимах.

4.3 Закономірності зміни діагностичних показників ТКР під час імітації несправностей у системі наддуву

При діагностуванні ТКР за параметрами P_k і $P_{до}$ велике значення мають експериментальні характеристики двигуна, отримані за наявності характерних несправностей у системі подачі повітря (рис. 3.17). З цією метою згідно з методикою експериментальних досліджень було проведено серію дослідів при імітації характерних несправностей у системі наддуву під час роботи двигуна на різних швидкісних та навантажувальних режимах.

Графік зміни P_a і P_k при збільшенні оборотів двигуна без навантаження при підвищенні опору повітряного фільтра до $P_{спр} = 5$ кПа.



- - Тиск вихлопних газів P_g
- - Тиск наддуву P_k
- - - - - Тиск вихлопних газів P_g (справний ТКР)
- - - - - Тиск наддуву P_k (справний ТКР)

Рисунок 4.12 - Графік системи ДВС-ТКР при засміченні повітряного фільтра або підвищеного опору на впускі над навантаженням (пунктиром показані графіки справного стану системи впуску та випуску)

Під навантаженням зазначені закономірності зберігаються, проте чисельні оцінки взаємозв'язків змінюються (рис. 4.12). Так зі збільшенням оборотів опір зростає з 10 кПа до 30 кПа. Верхня експлуатаційна межа для опору повітряного фільтра допускається не більше 10 кПа. При збільшенні оборотів під навантаженням йде незначне збільшення P_g і зниження P_k . Значення тиску газів перед турбіною знижено з 160 до 125 кПа при глибині опору до 60 кПа (відносно значення опору 40 кПа, що в 4 рази перевищує верхній допустимий межі в 10 кПа).

На рис. 4.13 представлена залежність P_k і P_T від опору повітряного фільтра.

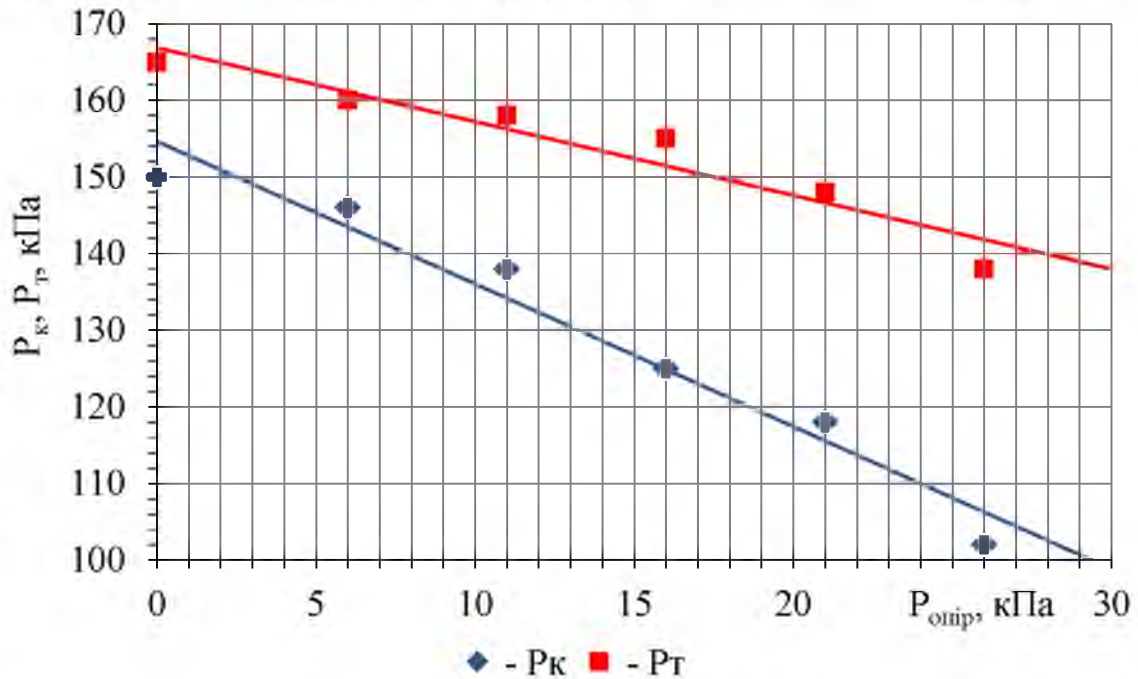


Рисунок 4.13 - Графік залежності P_k та P_T від опору повітряного фільтра в

діапазоні від 0 до 30 кПа

Таким чином, засмічення очищувача повітря (підвищений опір на впуску) є несправністю в системі подачі повітря, яка призводить до зменшення діагностичних показників P_T і P_k . Найбільшу інформативну цінність має

показник P_k на режимі підвищених оборотів як на холостому ході, так і під навантаженням. Якщо для P_T зміна швидкісного та навантажувального режимів супроводжується деяким зростанням тиску перед турбіною, то для $P_{до}$ характерних є помітніше зменшення. Тому падіння $P_{до}$ на холостому ході є предметом поглибленої діагностики системи наддуву.

Характер зміни P_k і P_T зі збільшенням оборотів двигуна на холостому ході і під навантаженням у разі витoku повітряного заряду (негерметичності патрубків) представлений на рис. 4.14 та 4.15. Як видно, при підвищенні оборотів без навантаження, імітація несправності в системі повітроподачі, витoku після компресора ТКР. При збільшенні обертів без навантаження

4.4 Розробка засобів діагностування систем наддуву авіотракторних

ДВЗ

Для діагностики систем двигуна внутрішнього згорання, зокрема наддуву,

мобільних енергетичних засобів використовують мотор-тестери, що дозволяють проводити вимірювання електричних та неелектричних величин.

Основна відмінність мотор-тестера від автомобільного осцилографа полягає в наявності передбачених програмним забезпеченням і конструкцією спеціальних тестів, що дозволяють автоматизовано здійснювати специфічні діагностичні операції та методи. Існуючі методи діагностики систем наддуву ДВЗ в мотор-тестерах закладені на основі раніше відомих прямих і непрямих методів і органолептичних перевірок. У різних конструкціях та виконаннях вони виконані по-різному, що впливає на кінцевий діагностичний висновок, його достовірність, вартість та час діагностування.

Робота зі створення мотор-тестер при всіх функцій даного класу обладнання, що зберігаються, переслідувала 2 мети.

- 1) підвищення ступеня достовірності діагностування,
- 2) низька собівартість устаткування.

Перше досягнуто за рахунок розробки та впровадження розробленого методу діагностування, друге - за рахунок комплексних рішень щодо оптимізації компонування вузлів. Зниженню вартості сприяли:

- 1) відмова від високочастотних сигналів;
- 2) перехід від дорогих АЦП на РСІ на плату збору даних, що працює за протоколом USB 2.0;
- 3) монтаж плати збору даних, блоку живлення, гальванічної розв'язки та роз'ємів в єдиній коробці та відмова від монтажу плати, підсилювачів і каналів датчиків на пересувній консолі (половина виробників мотор-тестерів);
- 4) перехід на аналогові промислові датчики з вбудованим підсилювачем і термокомпенсацією та відмова від датчиків, що вимагають додаткових підсилювачів і фільтрів, а також застосування дорогих методів повірки .

5) використання графічної мови програмування G, що значно спрощує програмування та налагодження програмного забезпечення.

4.4.1 Реалізація методів діагностики систем наддуву двигунів внутрішнього згоряння в мотор-тестерах російського та зарубіжного виробництва

Найбільшими виробниками мотор-тестерів у світі є: зарубіжні компанії та фірми Automotive Diagnostic, Sun Electric та Bosch; Російські виробники ГОСТ-К, Quantex [65]. Діагностичні засоби поділяються на портативні мотор-тестери, так звані PDA - Personal Diagnostic Assistant (персональний діагностичний прилад) і універсальні вимірювальні модулі, що працюють у зв'язці з комп'ютером. Основною PDA є сучасні процесори (як правило, процесор Intel), але, незважаючи на це, операційна система під Windows не передбачена і вони працюють під DOS.

Виняток становить FSA 450 фірми Bosch, що використовує процесор Motorola та операційну систему OS-9 (рис. 4.23) [42, 43].



Рисунок 4.23 - Портативний мотор-тестер (Bosch Fsa 450)

Найбільш відомий і найдорожчий представник другої категорії є модуль FSA 720 фірми Bosch [42, 46, 77].

З існуючих методів діагностики систем наддуву [10] практично у всіх використовується метод діагностики на двигуні з використанням прямого діагностичного параметра - тиску наддуву (рис. 4.24). При цьому не враховується

технічний стан двигуна, отже, даний метод може призвести до помилки першого роду (вибракування свідомо справного дорогого вузла системи наддува турбокомпресора) без проведення додаткових тестів, що збільшує витрати і час діагностування.



Рисунок 4.24 – Методи діагностики турбокомпресорів

За виміром тиску наддуву у закордонних мотор-тестерів, як правило, використовується вбудований датчик наддуву (рис. 4.25), у вітчизняних зовнішній (рис. 4.26) [65].



Рисунок 4.25 – Універсальний вимірювальний модуль FSA 720 фірми Bosch



Рисунок 4.26 – Мотор-тестер АМ1 фірми ГОСТ-К

У перших переваг у компактності, датчик менше ушкоджується від дії високих температур, недоліки - низька ремонтпридатність. У других переваги у вищій точності вимірювань, за рахунок того, що вимірювальний міст знаходиться в безпосередній близькості до вимірюваних величин, недоліки - часто виходить з ладу від дії високих температур і ударів. У зарубіжних мотор-тестерів є програмна функція налаштування нуля, на російських більш зручна функція автомасштабування.

4.5 Висновки за розділом 4

1. Технічно справний турбокомпресор ТКР-6.1-00-01 під час роботи двигуна на холостому ходу та під навантаженням забезпечує реалізацію серед них значень P_T і P_K , встановлених заводом-виробником.

Розгінні характеристики турбокомпресора як на холостому ходу, так і під навантаженням відрізняються синхронною зміною P_T і $P_{до}$ на досліджуваних режимах роботи двигуна. Параметр наддуву забезпечує формування регуляторної характеристики двигуна, встановленої заводом-виробником, а також надійну роботу системи ДВС - ТКР.

2. Несправність «наявність витоків газу перед турбіною» проявляється у зменшення середніх значень P_K і P_T всіх режимах роботи двигуна. Граничне зниження P_T через витікання газу перед турбіною при навантаженнях, близьких до номінальних становить 135 кПа, що відповідає граничному теплонапруженості двигуна значення $P_K = 122$ кПа.

3. Несправність «підвищений опір на впуску» на режимі холостого ходу та під навантаженням викликає зниження абсолютних значень P_T і $P_{до}$ у порівнянні зі справним станом впускної системи двигуна. На холостому ходу P_T зниження становило від 130 кПа до 123 кПа, під навантаженням від 160 кПа до 125 кПа. Падіння $P_{до}$ становило: на холостому ходу від 125 до 92 кПа, під навантаженням від 145 до 70 кПа. Граничне за теплонапруженістю $P_{до}$ роботи двигуна по навантаженню досягається при опорі на впуску $P_{сопр} = 17$ кПа.

4. Наявність несправності в системі подачі повітря «витікання повітряного заряду після компресора» призводить до зниження середніх значень P_K і P_T на

всіх режимах роботи двигуна. На холодостому ході зниження P_T і $P_{\text{відносно}}$ справного стану становить 30 і 40 кПа. На номінальному режимі відповідно P_T і P_K знижено від 10 до 20 кПа. Характерним для даної несправності є сплеск тисків P_T і $P_{\text{до}}$ початку збільшення обертів.

5. Розроблено діагностичну систему, що дозволяє компонувати вимірювальні системи залежно від практичних завдань, багатофункціональну пересувну консоль та програмне забезпечення мотор-тестера, обладнання для калібрування (тарування) датчиків, методику перевірки.

6. Вартість розробленого мотор-тестера та оснащення значно нижча порівняно з аналогами за рахунок оптимізації компонентів та від коза від високочастотних сигналів та датчиків.

7. Розроблений комплексний параметричний метод не вимагає розбирання агрегатів і систем, їх монтажу/демонтажу, що скорочує час діагностування та збільшує термін служби прироблених деталей.

РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУКИ

5.1 Розрахунок економічної ефективності методу діагностування за допомогою розробленого мотор-тестера

Економічний ефект від впровадження технології діагностування визначається зі зіставлення наведених витрат за базовою і запропонованою технологіям [62, 63]:

$$E = (C_{\text{баз}} - C_{\text{мотор}}) \cdot N \quad (5.1)$$

де $C_{\text{баз}}$ - собівартість діагностування дизельного двигуна з газотурбінним наддувом розрахований за базовим способом становить $C_{\text{баз}} = 660$ грн.; $C_{\text{мотор}}$ - собівартість діагностування дизельних двигунів з газотурбінним наддувом за розробленою технологією, грн.; N - кількість дизельних двигунів з газотурбінним наддувом, шт.

Собівартість діагностування розраховується за такою формулою:

$$C = C_{\text{озп}} + C_{\text{дзп}} + C_{\text{сс}} + C_{\text{вп}} + C_{\text{пкв}}, \text{ грн.} \quad (5.2)$$

де $C_{\text{озп}}$ - основна зарплата майстра діагноста, грн.; $C_{\text{дзп}}$ - додаткова зарплата, руб.; $C_{\text{сс}}$ - нарахування із соціального страхування, грн.; $C_{\text{вп}}$ - поза виробничі витрати, грн.; $C_{\text{пкв}}$ - питомі витрати на капітальні вкладення, грн.

Проведемо розрахунок собівартості діагностування дизельного двигуна з газотурбінним наддувом за допомогою розробленого мотор-тестера.

Основна зарплата на діагностування одного двигуна:

$$C_{\text{озп}} = k_{\text{в}} \cdot T_{\text{в}}, \text{ грн.} \quad (5.3)$$

де $k_{\text{в}}$ - норма часу на діагностування одного двигуна (по хронометражу);

$T_{\text{в}}$ - годинна тарифна ставка майстра діагноста, грн./год, $T_{\text{в}} = 32,34$ грн./год.

$$C_{\text{озп}} = 1,9 \cdot 32,34 = 61,45 \text{ грн}$$

$$C_{\text{озп мот}} = 0,25 \cdot 32,34 = 8,08 \text{ грн}$$

Додаткова заробітна плата:

$$C_{\text{дзп}} = \frac{30 \cdot C_{\text{озп}}}{100}, \text{ грн.} \quad (5.4)$$

Для типової технології

НУБІП України

$$C_{дзн} = \frac{30 \cdot 61,45}{100} = 18,43 \text{ грн.}$$

Для запропонованої технології

$$C_{дзн} = \frac{30 \cdot 8,08}{100} = 2,42 \text{ грн.}$$

НУБІП України

Нарахування зі страхових внесків та страхування від нещасних випадків:

$$C_{сс} = \frac{(30+1,1) \cdot (C_{дзн} + C_{дзн})}{100}, \text{ грн.} \quad (5.5)$$

Для типової технології

НУБІП України

$$C_{сс баз} = \frac{(30+1,1) \cdot (18,43 + 61,45)}{100} = 24,84 \text{ грн.}$$

Для запропонованої технології

$$C_{сс мот} = \frac{(30+1,1) \cdot (8,08 + 2,42)}{100} = 3,26 \text{ грн.}$$

НУБІП України

У невиробничі накладні витрати:

$$C_{вп} = \frac{1,116 \cdot (C_{озн} + C_{дзн} + C_{сс})}{100}, \text{ грн.} \quad (5.6)$$

Для типової технології

НУБІП України

$$C_{вп баз} = \frac{1,116 \cdot (61,45 + 18,43 + 24,84)}{100} = 1,16 \text{ грн.}$$

Для запропонованої технології

НУБІП України

$$C_{вп мот} = \frac{1,116 \cdot (8,08 + 2,42 + 3,26)}{100} = 0,15 \text{ грн.}$$

Питомі витрати на капітальні вкладення (вартість встановлення та оснащення):

НУБІП України

$$C_{нкв} - E \cdot \frac{C_{уст}}{N}, \quad (5.7)$$

де E – коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, $E = 0,15$; $C_{уст}$ – вартість установки ($C_{уст баз} = 137075$ грн., $C_{уст мот} = 35600$ грн.).

Питомі витрати на капітальні вкладення з програмою ремонту N=100 турбокомпресорів на рік становитимуть

Для типової технології

$$C_{\text{укв баз}} = 0,15 \cdot 137075 / 100 = 205,61 \text{ грн.}$$

Для запропонованої технології

$$C_{\text{укв мот}} = 0,15 \cdot 35600 / 100 = 53,4 \text{ грн.}$$

Тоді собівартість діагностування одного двигуна становитиме

Для типової технології

$$C_{\text{баз}} = 61,45 + 18,43 + 24,84 + 1,16 + 205,61 = 311,49 \text{ грн.}$$

Для запропонованої технології

$$C_{\text{мотор}} = 8,08 + 2,42 + 3,26 + 0,15 + 53,4 = 67,31 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від впровадження технології діагностування становить

$$E = (311,49 - 67,31) \cdot 100 = 24\,418 \text{ грн./рік}$$

Термін окупності капіталовкладень:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{E} \quad (5,8)$$

де K - капіталовкладення на пропоновану установку (K=35600 грн.).

$$T_{\text{ок}} = \frac{35600}{24418} = 1,46 \text{ рік}$$

Таким чином, економічний ефект від впровадження запропонованої технології діагностування дизельних двигунів з газотурбінним наддувом за допомогою мотор-тестера становить 24418 грн. на програму 100 діагностувань.

НУБІП України

НУБІП України

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У ході вивчення умов роботи системи наддуву двигунів мобільної сільськогосподарської техніки встановлено причини появи в експлуатації відмов ТКР та двигуна, пов'язаних з порушенням нормальної подачі повітря. Найбільш небезпечним проявом таких відмов є підвищення теплонапруженості дизельного двигуна.

2. Аналіз існуючих методів і засобів діагностування повітряних систем автотракторних дизелів дозволив визначити шляхи їх вдосконалення за рахунок оптимізації компонувальних рішень (вибору режимів використання, кількість датчиків, вибір плати збору даних і т.д.) і розробки програмного забезпечення.

3. Розроблено математичну модель, що дозволяє в комплексі вивчати взаємозв'язки показників роботи двигуна та подачі повітря на різних швидкісних і навантажувальних режимах. Результатами розрахунку встановлено, що порушення нормальної подачі повітря з різних причин (забруднення повітроочисника, зниження адіабатичного ККД) на режимах роботи двигуна, близьких до номінального, супроводжується не тільки зниженням тиску наддуву (до 122 кПа), а також недопустимим зростанням теплонапруженості двигуна (Критерій теплонапруженості q_n зростає до 6,2).

4. Розроблено методику та програму розрахунку граничних по теплу напруженості двигуна значень тиску наддуву та тиску газів перед турбіною.

5. Розроблено схему взаємозв'язків характерних несправностей повітря подачі з діагностичними показниками системи турбонаддуву, що дозволяє ідентифікувати причини виходу діагностичних показників допустимі межі. Експериментально отримані файлограми, що відображають закономірності зміни P_k і P_t при різних несправностях в газотурбінному наддуві.

6. Розроблено мотор-тестер з програмним забезпеченням, що дозволяє діагностувати систему наддуву за вхідними та вихідними параметрами P_k і P_t , визначати несправності в системі ДВС - ТКР, відображати графіки в режимі користувача, імпортувати результати діагностування в бази даних.

7. Розроблено технологію діагностування системи наддуву двигунів

мобільної сільськогосподарської техніки, що дозволяє в експлуатації отримати економічний ефект на програму 100 діагностувань в сумі 24418 грн. на рік.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Азбель А. Б. Турбонаддув високоборотних дизелів / А. Б. Азбель, Г. М. Поветкін, Ю. Б. Моргуліс. - М.: Машинобудування, 1976. - 288 с.

2. Адлер Ю. П. Планування експерименту під час пошуку оптимальних умов / Ю. П. Адлер, Є. В. Маркова, Ю. В. Грановський. - М.: Наука, 1976. - 260 с.

3. Адлер Ю. П. Введення у планування експерименту / Ю. П. Адлер. - М.: Металургія, 1969. - 64 с.

4. Адлер Ю. П. Планування експерименту під час пошуку оптимальних умов / Ю. П. Адлер, Є. В. Маркова, Ю. В. Грановський. - М.: Наука, 1976. - 122 с.

5. Акопов В. А. Спосіб отримання швидкісних характеристик з постійним повітряно-паливним ставленням для порівняльної оцінки роботи дизелів / В. А. Акопов, В. Л. Страков // Двигунобудування. - 1989. - № 12. - С. 42-43

6. Алексєєв О. А. Обґрунтування засобів діагностування турбокомпресорів мобільних енергетичних засобів: автореф. дис. ... канд. техн. наук / О. А. Алексєєв. - Оренбург: Оренбурзький ГУ, 2007. - 16 с.

7. Ананьїн А. Д. Діагностика та технічне обслуговування машин / А. Д. Ананьїн, В. М. Міхлін, І. І. Габітов. - М.: Видавничий центр «Ака демія», 2008. - 432 с.

8. Артем'єв Ю. Н. Основи надійності сільськогосподарської техніки / Ю. Н. Артем'єв. - М.: МПСІП, 1973. - 162 с.

9. Артюшин А. А. Основні підсумки та напрями розвитку агроінженерної науки / А. А. Артюшин // Техніка в сільському господарстві. - 2003. - № 4. - С. 3-

6.
10. Бабаков Г. М. Теорія коливань. / Г. М. Бабаков. М.: Держ. вид. техніко-теоретичної літератури, 1958. - 628 с.

11. Байков Б. П. Турбокомпресори для наддуву дизелів / Байков Б. П., В. Г. Бордуков, П. В. Іванов, Р. С. Дей. - Л.: Машинобудування Ленінградське відділення, 1975. - 84 с.

12. Баутін В. М. Інформаційні ресурси інженерно-технічні системи АПК / В. М. Баутін, Д. Є. Буклагін, Е. Я. Аронов, Д. Д. Демідов. - М.:

Росінформагротех, 2001. – 56 с.

13. Бельських В. І. Довідник з технічного обслуговування та діагностування тракторів / В. І. Бельських. - М.: Россільгоспвидав, 1986. - 399 с.

14. Бендат Д. Ж. Вимірювання та аналіз винадкових процесів / Д. Ж. Бендат, А. Пірсол. - М.: Світ, 1974.

15. Біргер І. А. Технічна діагностика / І. А. Біргер. - М.: Машінобудування, 1978. - 240 с.

16. Бобков Ю. К. Технічна діагностика двигунів внутрішнього згоряння за параметрами робочих процесів / Ю. К. Бобков, Ю. М. Горський, Є. А. Чернишов.

- М.: ДЕРЖВИТИ, 1973. - 172 с.

17. Бутов В. І. Вибір тиску у випускному колекторі двигуна з турбонаддувом / В. І. Бутов, В. Н. Білоусов // Трактори та сільгоспмашини, №6. С. 124-130.

18. Васильєв Ю. А. Підвищення ефективності діагностування машин / Ю. А. Васильєв // Вісник сільськогосподарської науки, 1989. - № 10. - С. 122-127.

19. Велічкін І. Н. Фактори, що впливають на надійність машин / І. Н. Велічкін // Трактори та сільськогосподарські машини. - 1999. - №8.

20. Вельських В. І. Діагностування та обслуговування сільськогосподарської техніки / В. І. Вельських. - М.: «Колос», 1980. - 575 с.

21. Венецький І. Г. Теорія ймовірностей та математична статистика / І. Г. Венецький, Г. С. Кільдишев. - М.: Статистика, 1975. - 264 с.

22. Вентцель Є. С. Теорія ймовірностей / Є. С. Вентцель. - М.: "Наука", 1969. - 572 с.

23. Волков А. В. Віброакустична діагностика тепловозних турбокомпресорів автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Волков, РГУПС. - Ростов-на-Дону, 2005.

24. Вольтер У. У. Застосування методу множинної кореляції / У. У. Вольтер // Праці ЦИПКА, 1963. - вип. 5.

25. ГОСТ 18509-88 (СТ РЕВ 2560-80). Дизелі тракторні та комбайнові. Методи стендових випробувань. - М.: Вид-во стандартів, 1988. - 70 с.

26. ГОСТ 20417-75. Технічна діагностика. Загальні положення про порядок розробки систем діагностування. - М: Вид-во стандартів, 1975. - 4 с.

27. ГОСТ 20760-85. Технічна діагностика. Трактори. Параметри та якісні ознаки технічного стану. - М: Вид-во стандартів, 1975. - 12 с.

28. ГОСТ 23435-79. Технічна діагностика. Двигун внутрішнього згорання. Номенклатура діагностичних властивостей. - М: Вид-во стандартів, 1979. - 8 с.

29. ГОСТ 23564-79 Технічна діагностика. Показники діагностування. - М: Вид-во стандартів, 1980. - 16 с.

30. ГОСТ 25044-81 Технічна діагностика. Діагностування автомобілів, тракторів, сільськогосподарських, будівельних та дорожніх машин. Основні положення. - М: Вид-во стандартів, 1981. - 9 с.

31. ГОСТ 25176-82 Технічна діагностика. Засоби діагностування автомобілів, тракторів, будівельних та дорожніх машин. Класифікація. Загальні вимоги. - М: Вид-во стандартів, 1982. - 17 с.

32. ГОСТ 27310-95. Аналіз видів, наслідків та критичних відмов. - Мінськ. Вид-во Стандартів, 1995. - 12 с.

33. ГОСТ 53637-2009. Турбокомпресори автотракторні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань. - М.: Стандартінформ, 2010. - 10 с.

34. ГОСТ 7057-86. Сільськогосподарські трактори. Методи випробувань. - М: Вид-во стандартів, 1991. - 25 с.

35. ГОСТ 22870-84. Технічна діагностика. Трактори сільгоспмашини. Правила діагностування. - М: Вид-во стандартів, 1984. - 8 с.

36. Державна система забезпечення єдності вимірів. Динамічні виміри. Терміни та визначення. МІ 1951-88. - М: Вид-во стандартів, 1990. - 17 с.

37. Грачов Ю. П. Математичні методи планування експериментів / Ю. П. Грачов. - М: Харчова промисловість, 1979. - 200 с.

38. Григор'єв М. А. Забезпечення надійності двигунів / М. А. Григор'єв, В. А. Донецький. - М: Вид-во стандартів, 1979. - 323 с.

39. Григор'єв М. А. Зношування та довговічність автомобільних двигунів / М. А. Григор'єв, Н. Н. Пономарьов. - М: Машинобудування, 1977. - 248 с.

40. Гутер Р. С. Елементи чисельного аналізу та математичної обробки результатів досвіду / Р. С. Гутер, В. В. Овчинський. - М: Наука, 1970.

41. Гутников В. С. Інтегральна електроніка у вимірювальних пристроях / В. С. Гутников // 2-ге вид., Переробок, і дод. - Л.: Вища школа, 1988. - 132 с.

42. Діагностика, надійність та ремонт машин: Зб. наук, тр. / Московський державний агроінженерний університет ім. В.П. Горькіна. - М: МАУ, 1995. - 80 с.

43. Діденко О. М. До питання обмеження димлення тракторних дизелів з газотурбінним наддувом / О. М. Діденко, В.В. Кіктенко // Трактори та сільгоспмашини. - 1977. - № 1. - С. 28-30.

44. Дизелі 2-245.7, Д-245.9, Д-245.12С. Посібник з експлуатації 245.7-0000100РВ. - Мінськ. - 2008. 79 с.

45. Дизелі. Довідник / Вид. 3-є. За загальною ред. В. А. Ваншейдта. - Л.: Машинобудування, 1977. - 477 с.

46. Добровольський В. В. До питання визначення температури випускних газів на перехідному режимі двигуна / Добровольський В.В., Лазуренко В.П., Наливайко В.С. // Праці Миколаївського кораблебудівного інституту. Вип. 93, 1975. - С. 56-59.

47. Добролюбов І.П. Обґрунтування ознак класифікації при експертизі стану ДВС за допомогою вимірювального технологічного комплексу // Двигунобудування. - 1999. - №2. - С.25-29.

48. Добролюбов І.П., Савченко О.Ф., Альт В.В. Інформаційна цінність ознак при розпізнаванні стану ДВЗ вимірювальною експертною системою // Агроінженерна наука - підсумки та перспективи: Матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. - Новосибірськ: НДАУ, 2004. - Ч. 2. - С.226-234.

49. Дорошко С.М. Контроль та діагностування технічного стану газотурбінних двигунів за вібраційними параметрами, - М.: Транс порт, 1984.-

128с
50. Доценко Б.І. Діагностування динамічних систем. - К.: Техніка, 1983, - 159 с.

51. Драйпер Н., Сміт Р. Прикладний регресійний аналіз. М.: Стати стику, 1973.

52. Дяков Р.А. Очищення повітря в дизелях. -Л.: Машинобудування, 1975. - 152 с.

53. Дяченко ЕХ., Костін А. К., Мельников Г. В. та ін. Теорія двигунів внутрішнього згоряння. М. Машинобудування, 1960. - 460 с.

54. Дячков А.Я. Управління процесом згоряння палива в дизелі з урахуванням режимів його роботи / Міжвузівська збірн. наук. праць. - Перм, 1988. - С. 107.

55. Ждановський С. С., Алілуєв В. А., Міхлін В. М. Діагностика автотракторних двигунів з використанням електронних приладів. М.-ЛТ: ДЕРЖАННЯ, 1973. - 125 с.

56. Ждановський Н.С., Улітовський Б.А., Алілуєв В.А. Діагностика дизелів автотракторного типу. М: "Колос", 1970. - 32 с.

57. Ждановський Н. С., Улітовський Б. А., Алілуєв В. А. Діагностика дизелів/автотракторного типу М: Колос, 1970. - 191 с.

58. Зайдель А. Е. Помилки вимірювань фізичних величин. -М: Наука, 1974. 108с.

59. Зуль М.М. Уточнення методу прогнозування залишкового ресурсу тракторів. Механізація та електрифікація сільського господарства, 1983 №1

60. Іберда К. Факторний аналіз. М. Статистика, 1980.

61. Іванов Н. Б., Маркова Г. І., Казуро Л. С. Каталог засобів вимірювань , випробувань, контролю та діагностування, що застосовуються при ремонті та технічному обслуговуванні тракторів та сільськогосподарських машин. М.: ДЕРЖСНІТИ, 1988. -65 с.

62. Ігнатов В. А., Уланський В. В., Горемькін В. К. Ефективність систем діагностування // Оцінка характеристик якості складних систем та системний аналіз. // Зб. наук. тр. М: АН СРСР, 1978/ - С. 134-141.

63. Інструкція з оцінки економічної ефективності створення та використання діагностичних засобів. М.: ДЕРЖСНІТИ, 1978. -81 с.

64. Іншаков А. П. Автоматизований комплекс для діагностування систем наддуву повітря в двигунах МЕС / А. П. Іншаков, А. Н. Кувшинов, І. І. Курбаков // Трактори та сільгоспмашини. – 2012. – № 10. – С. 16 – 18.

65. Іншаков А. П. Вимірювальні модулі для діагностики турбокомпресорів / А. П. Іншаков, А. Н. Кувшинов, С. С. Родіонов // Сільський механізатор. – 2011. – № 8. – С. 40 – 41.

66. Іншаков А. П. Контроль тиску наддуву при діагностуванні турбокомпресорів тракторних дизелів / А. П. Іншаков, А. Н. Кувшинов // Трактори та сільгоспмашини. – 2011. – № 1. – С. 24 – 25.

67. Іншаков А. П. Необхідність комплексного підходу до діагностування систем наддуву тракторних дизелів / А. П. Іншаков, А. Н. Кувшинов, О. Ф. Корнаухов // Трактори та сільгоспмашини. – 2012. – № 10. – С. 15 – 16.

68. Іншаков А. П. Про засоби та методи діагностування мобільних енергетичних засобів / А. П. Іншаков, А. Н. Кувшинов, А. В. На стюшкін, А. В. Філін // XXXVII Огаревські читання: матеріали наук. конф. о 3-год. Ч. 3: Техніч. науки. - Саранськ: Вид-во Мордов. ун-ту, 2009. – 160 с.

69. Іншаков А.П. Обґрунтування вибору параметрів для оптимізації паливоподачі з урахуванням умов експлуатації тракторного дизеля // Міжнародна науково-технічна конференція «Нові методи ремонту та відновлення деталей сільськогосподарських машин»: Зб. матеріалів. – Саранськ, 2001. – С. 150-152.

70. Іншаков А.П. До питання обґрунтування меж варіювання показників роботи тракторного дизеля з газотурбінним наддувом / Технічне забезпечення перспективних технологій: Зб. наук. тр. – Саранськ, 1995. – С. 79-82.

71. Іншаков А.П. Коригування паливоподачі за тиском наддуву як спосіб поліпшення експлуатаційних властивостей МТА // Міжнародна науково-технічна конференція «Нові методи ремонту та відновлення деталей сільськогосподарських машин»: Зб. матеріалів. - Саранськ, 2001. – С. 136-139.

72. Іншаков А.П. Методика розрахунку циклових паливоподач тракторного дизеля з урахуванням повітропостачання в експлуатації // Трактори

та сільгоспмашини. – 2002. – № 3. – С. 20-22.

73. Іншаков А.П. Обґрунтування доцільності регулювання паливо подачі двигуна за тиском наддуву з метою покращення експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату. Автореф. дис. на співіснування уч. ст. канд. техн. наук. – Челябінськ, 1979. – 18 с.

74. Іншаков А.П. Основи розрахунку та випробування автотракторних двигунів : Навчання, посібник. - Саранськ Вид-во Мордів. ун-ту, 2001. -212с.

75. Іншаков А.П. Особливості взаємозв'язків показників роботи тракторного двигуна з газотурбінним наддувом в умовах сільськогосподарської експлуатації // Підприємства механізації сільського господарства МДУ. Тематики. зб. наук. тр. – Саранськ, 1980. – с. 172-175.

76. Іншаков А.П. Застосування методу малих відхилень при теоретичному дослідженні взаємозв'язку показників роботи тракторного двигуна з газотурбінним наддувом. - М., 1988. - Деп. в ЦНДІТЕІ тракторо-сільгоспмаш № 983 – ТС 88.

77. Іншаков А.П. Результати експериментального дослідження двигуна Д-160//Тр ЧІМЕСГ. Вип.129. - Челябінськ, 1977. С. 68-72.

78. Іншаков А.П., Ветчинников М.М. Основи теорії, розрахунку та моделювання процесів в автотракторних двигунах з використанням засобів комп'ютерної графіки: Навчання, посібник. - Саранськ. Вид-во Мордов. ун-ту, 1999. - 112с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України