

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Хрулев Олександр Едуардович



УДК 621.431

МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ
ПОШКОДЖЕНЬ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Спеціальність 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки

Реферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2025

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ) Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Сараєв Олексії Вікторович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Білоусов Євген Вікторович,
Херсонська державна морська академія, професор кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації

доктор технічних наук, професор
Білогуб Олександр Вітальович,
Харківський національний аерокосмічний університет, професор кафедри конструкції авіаційних двигунів

доктор технічних наук, професор
Полив'ячук Андрій Павлович,
Вінницький технічний університет, професор кафедри екології, хімії та технологій захисту довкілля

Захист відбудеться: «25» вересня 2025 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.059.05 у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті, за адресою: м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна) та на сайті спеціалізованої вченої ради університету: <https://www.khadi.kharkov.ua/science/specializovani-vcheni-radi/d-6405905/>

Реферат розісланий «24» липня 2025 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д64.059.05
кандидат технічних наук, доцент



В.М.Пагулін

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми і її практична важливість впливають із загальної характеристики проблем, пов'язаних з визначенням причин несправностей ДВЗ, що може бути описано наступним чином. При проведенні автотехнічних досліджень застарілі методи оцінки технічного стану автомобіля і, зокрема, двигуна вимагає від фахівців значного часу на проведення порівняльного аналізу пошкодженої деталі з еталоном, застосування методів формальної логіки, трудомісткого узагальнення отриманих даних. Виникає багатоваріантність причин пошкоджень та несправностей об'єкту досліджень, яка знижує вірогідність правильного визначення причин несправностей, дослідження часто мають суб'єктивний характер, причина визначається неточно або навіть помилково.

На даний час методичних матеріалів для проведення автотехнічних досліджень, зокрема, щодо визначення причин несправностей ДВЗ недостатньо, у багатьох практичних випадках пошук причини несправності передбачає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко може мати суб'єктивний характер, сильно залежить від кваліфікації фахівця і може привести до помилкового визначення причини несправності.

Застосовувані методи визначення причин несправностей не повною мірою враховують особливості та умови експлуатації двигунів, не мають достатньої опрацьованості до формальних алгоритмів, внаслідок чого не дозволяють належним чином вірогідно виявляти причини несправностей без необхідності тривалого і копіткого аналізу всіх можливих причин і їх ознак.

Попри досить серйозний розвиток чисельних методів моделювання, що застосовуються для задач проектування ДВЗ, практично відсутні методики моделювання різних несправностей, недостатньо опрацьовані питання застосовності відомих математичних моделей до завдань пошкодження деталей і вузлів ДВЗ. Недостатня увага до методів моделювання різних пошкоджень ДВЗ є причиною неповноти опису в багатьох джерелах деяких поширених видів несправностей, їх ознак і причин.

Для розв'язання цих проблем необхідний як правильний загальний підхід, так і приватні методи, алгоритми та методики визначення причин несправностей двигунів, відсутні в даний час. Таким чином, існує наявність невирішеною наукової проблеми з розробки загальної методології визначення причин несправностей ДВЗ при проведенні автотехнічних досліджень.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до розпорядження Кабінету Міністрів України «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» № 430-р. від 30.05.2018 р., а також до Закону України «Про судову експертизу» № 4038-12 від 01.04.2015 р.

Тема дисертаційної роботи була складовою частиною науково-дослідних робіт, в тому числі при проведенні автотехнічних досліджень, судових експертиз і позасудових експертних досліджень, при вирішенні спорів між власниками,

технічними центрами з обслуговування автомобілів, дилерами, імпортерами та виробниками, в поточній діяльності Міжнародного моторного бюро (ММБ, Київська обл.) при виконанні автотехнічних досліджень: замовник ПО Чернов Д.О., договір №01/09 от 10.09.2018 р.; замовник Спеціалізований моторний центр механічної обробки «АБ-Інжиніринг» (Одеса), договір №01/03-А від 14.03.2018 і договір №02/07-А від 15.06.2021; замовник ТОВ «АЗОВ ІНК», договір №03/10 від 16.10.2023; замовник ФОП Лоха В.Г. (СТО «Hydro-Boost Fuel Systems»), договір №05/02 від 27.02.2024. Також дослідження причин пошкоджень двигунів виконувалися у межах договірних робіт Міжнародного моторного бюро з виробничими компаніями України, у тому числі ТОВ "Оборонні технології", договір №Р-04/12 від 12.12.2023, ФОП Мартинов Р.А., договір №Т01/12 від 14.12.2023 та ін., які передбачали аналіз несправностей двигунів, розробку ремонтних технологій та постачання ремонтного обладнання.

Значний обсяг договірних робіт виконан з відомими іноземними компаніями-виробниками обладнання та верстатів для ремонту двигунів за тематикою, яка включала аналіз пошкоджень двигунів, розробку ремонтних технологій, усунення несправностей, обслуговування верстатів з ремонту двигунів та вирішення спорів з експлуатантами. Це, зокрема компанія АМС-SCHOU A/S (Данія), Дистриб'юторський контракт №1 від 01.01.2017; компанія ROVBI GROUP s.r.l. (Італія), Дистриб'юторський контракт №01-1008 від 13.09.2021; компанія Guyson International Ltd. (Англія), Агентська угода №11/01 від 20.06.2022; компанія JENS LINDE A/S (Данія), Дистриб'юторський контракт №1 від 01.03.2017 з Додатковою угодою №1 від 10.03.2017 і Дистриб'юторський контракт №02/19 від 01.05.2019 з Додатковою угодою №1 від 16.01.2020; компанія CARMEC d.o.o. (Словенія), Агентська угода №14/07 від 10.07.2022 і Агентська угода №15/12 від 12.12.2023; компанія BestWin (Dezhou) Co., Ltd. (Китай), Агентська угода №09/12 від 11.12.2023; компанія Maneklal Global Exports (Індія), Агентська угода №1 від 08.06.2021; компанія MAXPRECI MACHINES Privat Limited (Індія), Агентська угода №16/09 від 02.09.2023; компанія MUTEKS MAKINA SAN. Ltd. Sti. (Туреччина), Агентська угода №10/01 від 10.06.2022; компанія POLEKS MAKINA SANAYI VE TICARET AS. (Туреччина), Агентська угода №10/01 від 05.09.2023; компанія PRESSAN HIDROLIK PRES SAN. TIC. Ltd. Sti. (Туреччина), Агентська угода №10/01 від 05.09.2023; компанія SERDARLAR MAKINE SANAYI VE Tic. Ltd. (Туреччина), Представницька угода №02/07 від 15.07.2018; компанія REKTAS MOTOR YENILEME MAK.İMA. SAN. VE Tic. Ltd. Sti. (Туреччина), Агентська угода №07/01 від 20.02.2022.

Крім зазначених, у роботі використано результати досліджень пошкоджень підшипників колінчастих валів у рамках Контракту № 02/17 від 01.04.2017 з відомим світовим виробником підшипників для двигунів компанією KING ENGINE BEARING Ltd. (Ізраїль).

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає у розробці методів (методології) оцінки причин пошкоджень та розвитку несправностей двигуна внутрішнього згоряння транспортних засобів при порушенні умов експлуатації

шляхом створення і аналізу теоретичних моделей (математичних, комп'ютерних, структурно-логічних).

Для реалізації поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання:

- виконати аналіз методів моделювання та розрахунку пошкоджень та розвитку несправностей двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу;

- провести удосконалення логіко-ймовірнісного методу оцінки причин пошкоджень двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу;

- розробити метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при відмові системи змащення;

- розробити метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при відмові системи охолодження;

- розробити метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна внутрішнього згоряння з урахуванням попадання та руху частинок пилу у впускному тракті;

- розробити метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внутрішнього згоряння внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри;

- експериментально обґрунтувати, перевірити та підтвердити розроблені методи оцінки причин несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

Об'єкт дослідження – процес пошкодження та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

Предмет дослідження – оцінка причин пошкодження та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

Методи дослідження. При визначенні наукової проблеми на основі вивчення робіт попередніх дослідників використано методи аналізу та синтезу. При розробці та вирішенні математичних моделей, що описують несправності механізмів двигуна, а також для опису нестационарних процесів течії та теплообміну в елементах двигунів використовувалися методи математичного моделювання, диференціювання та інтегрування складних функцій. Аналіз отриманих результатів та розробка логічних графів подій відмов в рамках аналізу дерева відмов виконаний за допомогою абстрактно-логічного методу. Моделювання напружено-деформованого стану деталей і 3-мірної двофазної течії повітря з частинками пилу проводилося за допомогою методу комп'ютерного моделювання, реалізованого в програмі ANSYS, а також за допомогою методів чисельного інтегрування і чисельного рішення диференціальних рівнянь. Перевірка теоретичних положень, представлених в дисертації, виконана на базі методів дослідження технічного стану транспортних засобів.

Наукова новизна наукових положень і результатів, одержаних особисто здобувачем і поданих на захист, полягає в тому, що розроблені методи визначення

причин несправностей двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів як загальна концепція, що є сукупністю теоретичних та практичних методів і методик, що застосовуються для ефективного проведення досліджень та включають набір нових адаптивних моделей:

- вперше розроблений метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внутрішнього згоряння внаслідок гідравлічного удару в циліндрах при порушенні умов експлуатації транспортного засобу. На відміну від наявних, даний метод дозволяє об'єктивно оцінити кількість рідини за результатами математичного і комп'ютерного моделювання та ознаками пошкоджень двигуна, тим самим встановити причину виникнення і розвитку даного виду несправності при проведенні досліджень;

- удосконалено метод оцінки причин термічних пошкоджень деталей двигуна внутрішнього згоряння та його перегріву при втраті охолоджувальної рідини при порушенні умов експлуатації. На відміну від наявних, цей метод дозволяє застосувати розроблену математичну модель, яка враховує не тільки рідинну, але і парову фазу, тим самим покращуючи точність та об'єктивність дослідження;

- удосконалено метод оцінки причин пошкоджень підшипників колінчастого валу двигуна при відмові системи змащення. На відміну від наявних, цей метод дозволяє на підставі математичного моделювання зробити висновок про тривалість роботи двигуна в аварійному режимі, після чого надає об'єктивну оцінку причини пошкодження та розвитку несправності підшипників колінчастого валу двигуна для ефективного проведення дослідження;

- удосконалено метод оцінки причин пошкоджень деталей двигунів внутрішнього згоряння при відмові системи повітроочищення, з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті (колекторі) при порушенні умов експлуатації. На відміну від відомих даний метод дозволяє за допомогою розробленої математичної моделі встановити характер руху і розподілу відносної маси частинок пилу по циліндрах двигуна в залежності від конфігурації впускного колектору, умов і режимів експлуатації двигунів у транспортних засобах, і об'єктивно визначити характерні причини нерівномірного зносу різних пар тертя у двигуні;

- отримав подальший розвиток логіко-імовірнісний метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправностей двигунів внутрішнього згоряння, якій на відміну від відомих методів дозволяє більш об'єктивно і з меншими витратами часу зробити висновок для ефективного проведення досліджень.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення роботи полягає в отриманні теоретико-методологічних положень, методів і алгоритмів, що дозволяють підвищити ефективність і вірогідність визначення причин несправностей ДВЗ, в тому числі:

- з високою імовірністю локалізувати та виявляти причин несправностей двигунів, в тому числі ще на попередній стадії дослідження, помітно скоротити обсяг можливих дій і витрат, необхідних для їх пошуку;

- зменшити витрати на усунення несправностей, підвищити якість наданих послуг по обслуговуванню і ремонту двигунів транспортних засобів;

- підвищити ступінь методичного забезпечення профільного персоналу з експлуатації і ремонту та рівень підготовки фахівців, пов'язаних з визначенням технічного стану двигунів транспортних засобів;

- використовувати розроблені методи і алгоритми щодо профілактики несправностей двигунів транспортних засобів, які дозволять доповнити стандартні алгоритми пошуку несправностей, рекомендовані для практичної роботи сервісних центрів.

Сформульовані наукові концепції та теоретичні положення реалізовані у вигляді конкретних методів, розроблених до рівня впровадження в практику профільних організацій, підготовлені необхідні рекомендації та методична документація.

Результати дисертаційної роботи можуть використовуватися в підприємствах з експлуатації автомобільної техніки, в тому числі з метою правильного визначення причин пошкоджень для подальшого ремонту і рекламацій після проведеного ремонту. Крім цього, результати роботи можуть бути використані в судовій автотехнічній експертизі та експертних дослідженнях, проведених з метою визначення технічного стану та причин несправності автомобільних двигунів, а також при підготовці фахівців з експлуатації і ремонту двигунів транспортних засобів та судових експертів.

Запропоновані в дисертації наукові положення, розробки та рекомендації впроваджені:

- в Національному науковому центрі "Інститут судових експертиз" ім. проф. М.С. Бокаріуса при виробництві автотехнічних експертиз та експертних досліджень технічного стану транспортних засобів;

- у виробничій діяльності іноземної компанії «Serdarlar Makina» (Туреччина), відомого світового виробника обладнання для ремонту двигунів, шляхом удосконалення технології виробництва, підвищення точності та якості ремонту деталей двигунів на обладнанні, що випускається;

- у практичній діяльності ТОВ «Укрспецсистемс» при розробці нових зразків техніки та їх дослідному доведенні;

- у ТОВ «ММСІ» при виборі технологій ремонту автомобільних двигунів та оснащенні підприємства сучасним обладнанням;

- в практичній діяльності приватного підприємства "Міжнародне моторне бюро" (Київська обл.) при проведенні досліджень технічного стану і визначення причин несправності;

- в операційній діяльності Спеціалізованого моторного центру механічної обробки «АБ-Інжиніринг» (Одеса) при проведенні досудових експертних досліджень, експертних оглядів і консультацій фахівця з метою визначення причин несправності і оцінки вартості ремонту автомобільних двигунів.

Особистий внесок здобувача. Положення та результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, в тому числі розробка наукових положень роботи, вибір методів досліджень, їх використання, аналіз результатів і обробка

експериментальних даних, отримані здобувачем самостійно. Деякі результати досліджень обговорювалися спільно з науковим консультантом, іншими вченими і фахівцями, що знайшло відбиття в спільних публікаціях.

Особистий внесок здобувача підтверджують 55 наукові та науково-практичні роботи [1-55], з яких 25 робіт [3, 11-12, 23-38, 40-41, 44, 47-48, 55] опубліковано без співавторів.

З виконаних у співавторстві 30 праць необхідно відзначити наступні завдання і результати, виконані автором самостійно, в тому числі: у монографії [1] – розділи 2-6, у яких за допомогою теоретичних та експериментальних методів досліджено різні види пошкоджень двигунів, що дозволяє більш якісно та точно визначати причини несправності двигунів в експлуатації; в працях [1-2, 5-8, 14-15, 18, 20-21, 27-28, 35, 43-46, 48-50, 54-55] – теоретичний аналіз процесів, розробка методів, математичних моделей і алгоритмів розрахунку процесів механізмів виникнення і розвитку несправності автомобільних двигунів, процесів пошкодження деталей при різних видах несправності, викликаних порушеннями умов експлуатації, проведені дослідження за допомогою розроблених здобувачем моделей, аналіз і узагальнення отриманих результатів і даних з досліджуваних несправності; у працях [1, 4, 7, 9, 20-21, 25, 34, 37, 39, 45-47, 52] – метод оцінки причин пошкодження деталей двигуна внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри; у працях [1, 14-16, 33, 35, 46, 52, 55] – розробка метода оцінки причин термічних пошкоджень деталей механізмів двигуна в залежності від поточного часу з моменту втрати охолоджувальної рідини та перегріву двигуна; [1, 16-18, 27-28, 35, 38, 51-52] – розробка вдосконаленого методу оцінки причин пошкодження підшипників колінчастого валу двигуна в залежності від поточного часу з моменту припинення подачі тиску моторної оливи; [1, 3, 5, 30, 36, 39, 46, 49] – запропонований метод і розроблена модель оцінки причин пошкодження деталей механізмів двигуна з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті багаточиліндрового двигуна; [1, 6, 14, 19, 22, 29-32, 36, 49] – розроблена методика розрахунку для оцінки причини термічного пошкодження впускних клапанів для сучасних двигунів з регульованими фазами газорозподілу; [8, 10, 12-14, 16, 27, 43, 45-46, 48, 50, 52] – виконано визначення і структурування ознак, причин і розвитку складних видів несправності двигунів автомобілів, виявлення закономірностей, що викликають появу цих видів несправності, розробка та узагальнення методів, що дозволяють ефективно і точно встановлювати причини несправності двигунів за сукупністю ознак при проведенні автотехнічних досліджень, розробка методики логічного аналізу ознак несправності і побудови логічних графів дерева відмов стосовно до потреб і проблем автотехнічних досліджень технічного стану сучасних автомобільних двигунів; [1, 2, 4-7, 9, 15-20, 22, 27-30, 32-34, 36-37, 47, 49-52] – проведено експериментальне дослідження несправних автомобільних двигунів у рамках автотехнічних досліджень їх технічного стану, а також експериментальний доказ і обґрунтування розроблених та удосконалених методів оцінки причин виникнення та розвитку механізмів несправності автомобільних двигунів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися та отримали позитивну оцінку на: Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції "World of scientific research" (Opole, Poland, 14-15 December 2023, заочна форма участі), 39th International Scientific and Practical Conference "Modern aspects of modernization of science: status, problems, development trends" (Gothenburg, Sweden, December 7, 2023, заочна форма участі), VII Міжнародної науково-практичної конференції «Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу» (24-25.11.2023), Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції "World of scientific research" (Opole, Poland Issue 24, 21-22 листопада 2023 р., заочна форма участі), 11th International scientific and practical conference "Integration of science as a mechanism of effective development" (Helsinki, Finland, November 28 – December 01, 2023, заочна форма участі), XII International Scientific and Practical Conference "Innovations and prospects in modern science" (Stockholm, Sweden, 20-22 November, 2023, заочна форма участі), II International Scientific and Practical Conference "Innovative development of science, technology and education" (Vancouver, Canada, 16-18 November, 2023, заочна форма участі), 60th International scientific and practical conference "War – Challenges in Modern Science" (Canada, Ottawa, November 16-17, 2023, заочна форма участі), 9th International scientific and practical conference "Scientists and existing problems of human development" (Zagreb, Croatia, November 14-17, 2023, заочна форма участі), 3rd International scientific and practical conference "Current challenges of science and education" (Berlin, Germany, November 13-15, 2023, заочна форма участі), 9th International scientific and practical conference "Modern problems of science, education and society" (Kyiv, Ukraine, November 6-8, 2023, заочна форма участі), 3rd International scientific and practical conference "Modern research in science and education" (Chicago, USA, November 9-11, 2023, заочна форма участі), Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців" (23-25 жовтня 2023 р., Харків, Харківський національний автомобільно-дорожний університет, очна форма участі), Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції "World of scientific research" (м. Тернопіль, Україна, м. Ополь, Польща, 24-25 жовтня 2023 р., заочна форма участі), XXVIII Міжнародному конгресі двигунобудівників (Харків, Харківський авіаційний університет, 5-8 вересня 2023 р., очна форма участі), XXV Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Харків, Харківський авіаційний університет, 8-13 вересня 2020 р., очна форма участі); Міжнародному симпозиумі The 18th Israeli Symposium on jet engines and gas turbines (Technion, Haifa, November 28, 2019, очна форма участі); XXIV Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 2-7 вересня 2019 р., очна форма участі); XXIII Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 3-8 вересня 2018 р., очна форма участі); XXII Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 5-10 вересня 2017 р., очна форма участі); XXI Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 5-10 вересня 2016 р., очна

форма участі); XX Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 5-10 вересня 2015 р., очна форма участі).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась, обговорювалась і отримала позитивну оцінку на міжкафедральних наукових семінарах кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко М.Я., кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, кафедри автомобільної електроніки, кафедри технології машинобудування та ремонту машин, кафедри організації та безпеки дорожнього руху, кафедри двигунів внутрішнього згоряння, кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин (м. Харків, ХНАДУ, 27 травня 2021 р., 23 грудня 2021 р., 16 травня 2024 р., 17 жовтня 2024 р. та 22 квітня 2025 р.).

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані у 55 науково-практичних роботах, зокрема: 1 монографія, 7 статей у фахових виданнях, що входять в наукометричну базу Scopus, з яких 4 статті – в закордонних фахових виданнях та 3 статті у фахових виданнях, що входять в перелік МОН України категорії А, 14 статей – у фахових виданнях, що входять в перелік МОН України категорії Б і 3 статті у закордонних виданнях; 18 тез доповідей опубліковані в збірниках праць міжнародних науково-практичних конференцій і 12 додаткових наукових праць, які відображають зміст дисертації.

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається із анотації, вступу, 6 розділів, висновків по кожному розділу, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків.

Повний обсяг роботи становить 412 сторінок, в тому числі основного тексту 283 сторінки, 172 рисунка та 16 таблиць. Список використаних джерел включає 419 найменування робіт на 45 сторінках, з них 119 кирилицею та 300 латиницею. Окремий том Додатків містить 7 додатків на 407 сторінках, в тому числі основного тексту 137 сторінок, 94 рисунка, 6 таблиць та 226 сторінок документів.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та завдання, визначено об'єкт та предмет дослідження, описано основні методи досліджень та зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Викладено основні положення наукової новизни та практичної цінності, апробації та публікації результатів дисертації.

У першому розділі "Проблематика дослідження причин несправностей автомобільних двигунів" розкрито характеристики об'єкта та предмета дослідження, наведено основні етапи розвитку наукової проблеми. На основі огляду науково-технічної літератури, що висвітлює механізми несправностей двигунів та методи визначення їх причин, а також на підставі науково-методичних праць з дослідження причин несправностей, було проаналізовано чинну практику досліджень. Це дозволило визначити невирішені проблемні питання, оцінити недоліки методів, що використовуються на практиці, та їх вплив на достовірність визначення причин несправності автомобільних двигунів в цілому.

Особливістю досліджень технічного стану у цьому разі стає необхідність правильного визначення причини несправності. Це дозволяє потім встановлювати сторону, відповідальну за несправність (відмову), якщо вона виникла до встановленого гарантійного терміну або терміну закінчення експлуатації двигуна, під яким зазвичай мається на увазі повне вироблення ресурсу.

Однак, незважаючи на серйозні зусилля в дослідженнях, конструюванні та діагностуванні ДВЗ, застосовувані до теперішнього часу методики визначення причин несправності не є універсальними та мають обмежену застосовність. Фактично вони не дозволяють із необхідною для практики достовірністю знаходити причину несправності (відмови) двигунів.

Серед невирішених проблем науково-методичного забезпечення автотехнічних досліджень несправності двигунів слід відзначити порушення температурного режиму ДВЗ та подачі оливи, термічні пошкодження клапанів механізму газорозподілу, пошкодження деталей від перевантаження, викликаного гідродударом при попаданні в циліндр рідин та перевищенням допустимої частоти обертання, а також недостатньо вивчені раніше закономірності абразивного зношування.

Відповідно, уточнення причин та ознак пошкоджень, а також доповнення відомих даних щодо пошкоджень деталей ДВЗ з урахуванням особливостей конструкції, дозволяють виявляти та пояснювати причини пошкоджень. При цьому усунення прогалин у математичному описі процесів, розробка методів та моделей, що дозволяють передбачити можливі пошкодження та визначити їх причини, є важливим завданням, яке потребує вирішення в рамках загальної методології оцінки причин пошкоджень ДВЗ транспортного засобу.

У другому розділі "Вдосконалення структури і методології досліджень причин пошкоджень та розвитку несправностей автомобільних двигунів" представлено загальний підхід до методології пошуку причин несправності ДВЗ при порушенні умов експлуатації транспортних засобів.

Для подальшого аналізу були обрані найскладніші для дослідження значні пошкодження, пов'язані із взаємним зіткненням деталей при порушенні синхронізації їх зворотно-поступального та обертального руху (рис.1). Характер і масштаб пошкоджень ускладнює розуміння механізму виникнення та розвитку несправності. В результаті виникає ризик неправильного визначення причини, особливо коли картина руйнувань для абсолютно різних причин схожа.

Проблема створення придатного для практичного застосування методу визначення причини несправності для значних пошкоджень може бути вирішена за допомогою алгоритму, за яким причина несправності визначається досить точно. Для цього необхідно провести кластеризацію ознак кожної несправності, умовно розділивши їх на наступні групи: 1) головні – притаманні тільки даному виду несправності; 2) підтверджувальні (головна ознака та/або причину несправності); 3) уточнювальні (місце ушкодження, його характер, час тощо).



Рисунок 1 – Приклади пошкоджень двигунів з порушенням синхронізації зворотно-поступального та обертального руху деталей: а – від недостатньої подачі оливи, б – після гідроудару, в – після руйнування клапана

Зведення всіх відомих ознак у спеціально складену таблицю (табл.1) дозволяє спростити визначення причин несправності та виключити грубі помилки у разі значних пошкоджень. Це підтвердили вибіркові перевірки таблиці з бази даних виконаних експериментальних досліджень несправних двигунів (понад 90 за 8 років).

Проте таблична форма не цілком зручна для практичного застосування. Внаслідок цього прийнято рішення про те, що доцільно перенести принцип кластеризації (поділу) ознак на інші методи. Йдеться про логіко-ймовірнісні методи, у тому числі про метод аналізу дерева відмов.

При цьому, на відміну від завдань проектування, в практиці визначення причин несправностей досліджуються системи, в яких відмова вже сталася. Тому основним завданням логічного аналізу дерева відмов є не виведення формул для розрахунку ймовірності події відмови (що немає сенсу, якщо відмова вже відбулася), а логічний пошук її причини.

У цьому випадку мова може йти про зворотне завдання аналізу дерева відмов, що передбачає і зворотний, порівняно із загальноприйнятим, напрямок аналізу. Внаслідок такого підходу з прямого логічного графа можна отримати модифіковане зворотне (реверсивне) дерево відмов. За допомогою такого дерева, за наявності всіх ознак відмови, неважко визначити його причину, просто дотримуючись логічного ланцюга графа (рис.2). Аналогічний принцип було покладено в основу складання дерева відмов турбокомпресора шляхом детального розгляду всіх ознак та причин пошкоджень кожного з основних вузлів агрегату – компресора, турбіни, підшипникового вузла та системи керування.

Подальша перевірка вдосконаленого логіко-ймовірнісного методу на реальних випадках відмов показала, що визначення причини відмови може бути зроблено з достатньою для практики достовірністю. При цьому досягається скорочення витрат часу на 25-28% без втрати якості висновку про причину несправності.

Таблиця 1 – Розглянуті види пошкоджень ДВЗ та їх ознак

Пошкоджен. / несправн.	Гідроудар	Обрив клапана	Порушення змащення	Руйнування порш. пальця або порушен. ос. фіксації	Перегрів двигуна від втрат. охол. рідини	Локальний абразивний знос
Причина несправн.	Експлуатаційне пошкодження чи виробничий дефект	Виробничий дефект складання ...	Експлуатаційне пошкодж. або виробн. дефект	Дефект виготовлення чи ремонту	Експлуатаційн. пошкодження	Експлуатац. пошкоджен.
Причина руйнування	Нештатні навантаж. на шатун через деформ. стрижня...	Нештатні навантаження на клапан...	Втрата міцності матеріалу...	Концентратор напруження на поверх. отвору	Порушення охолодження деталей	Погірш. якості очищ. повітря, розподіл пилу
Наслідки	Пробій блоку циліндр. пошкодж. циліндра головки, клапанів	Сильне пошкодження циліндра	Пробій блоку циліндрів, руйнув. шатуна	Пробій блоку, руйнування порш., шатуна	Терм. пошкод. деталей (задираки)	Пошк. циліндра поршня і головки циліндр.
Головні ознаки	Руйнування стрижня шатуна в середній частині, розширен. поясі нагару у верхній частині цил.	Сильне пошкодження або руйнуван. поршня, відсут. клапана в сідлі	Перегрів і руйнування кривошипної головки шатуна, вкладиша, ...	Руйнування поршня при попереч. руйнув. поршн. пальця	Деформація головки циліндрів, термічні пошк. деталей	Надзвичайний знос в одному циліндрі (канав., кілець, впуск. клапан.)
Підтверджен. ознаки – підтвердж. основні ознаки	1) діагонал. знос спідниці поршня, 2) деформ. спідниці, 3) слід стертого нагару над отвором пальця на поршні...	1) відсутність руйнування шатуна, поршн. пальця, 2) пошкодження дніща поршня...	1) знос та перегрів вкладишів та головки шатуна, 2) пошкодження дніща поршня ...	При руйнув. пальця - "сходинки" ближче до зовніш. краю отв. бобишки	1) сліди прориву газів, 2) випадання сідел 3) задир. 4) термічні пошкодження	1) пошкоджено лише один циліндр, 2) надзвичайний знос поршня, кілець, клапан.
Уточнювальн. ознаки – уточнюють місце та час пошкоджен.	При попадан. води: 1) короблення гофрів фільтра, 2) сліди намокання 3) сліди крапель води	1) при руйнув. в нижн. частині стрижня: сліди ударів головки клапана...	1) низький рівень оливи, 2) неспр-ність або знос оливн. насоса...,	При руйнув. пальця – позаштатна галтель в отворі пальця	1) сліди витік. охол. рідини 2) відсутність охол. рідини, 3) пошк. радіатор	1) волокнист. повіт. фільтр, 2) впускний колектор змін. довжини, ...

У третьому розділі "Розробка методів оцінки причин пошкоджень та розвитку несправностей механізмів двигуна при відмові його систем охолодження і змащення" досліджуються детерміновані моделі, які описують розвиток несправності ДВЗ і становлять загальне дерево відмов.

Досліджено перегрів двигуна при аварійно швидкій втраті охолоджувальної рідини. Диференціальне рівняння 1-го порядку для температури T_w елемента двигуна при порушенні охолодження можна записати у вигляді:

$$\frac{dT_w}{d\tau} = \frac{\alpha_1 F}{C_w M} (T_1 - T_w). \quad (1)$$

У рівнянні (1) α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від робочого середовища з температурою T_1 до стінки; F , M – площа поверхні та маса елемента; C_w – питома теплоємність матеріалу.

Рівняння (1) є математичною моделлю, яка при завданні початкових умов наближено описує процес нестационарної зміни за часом температури елемента після миттєвого порушення його охолодження.

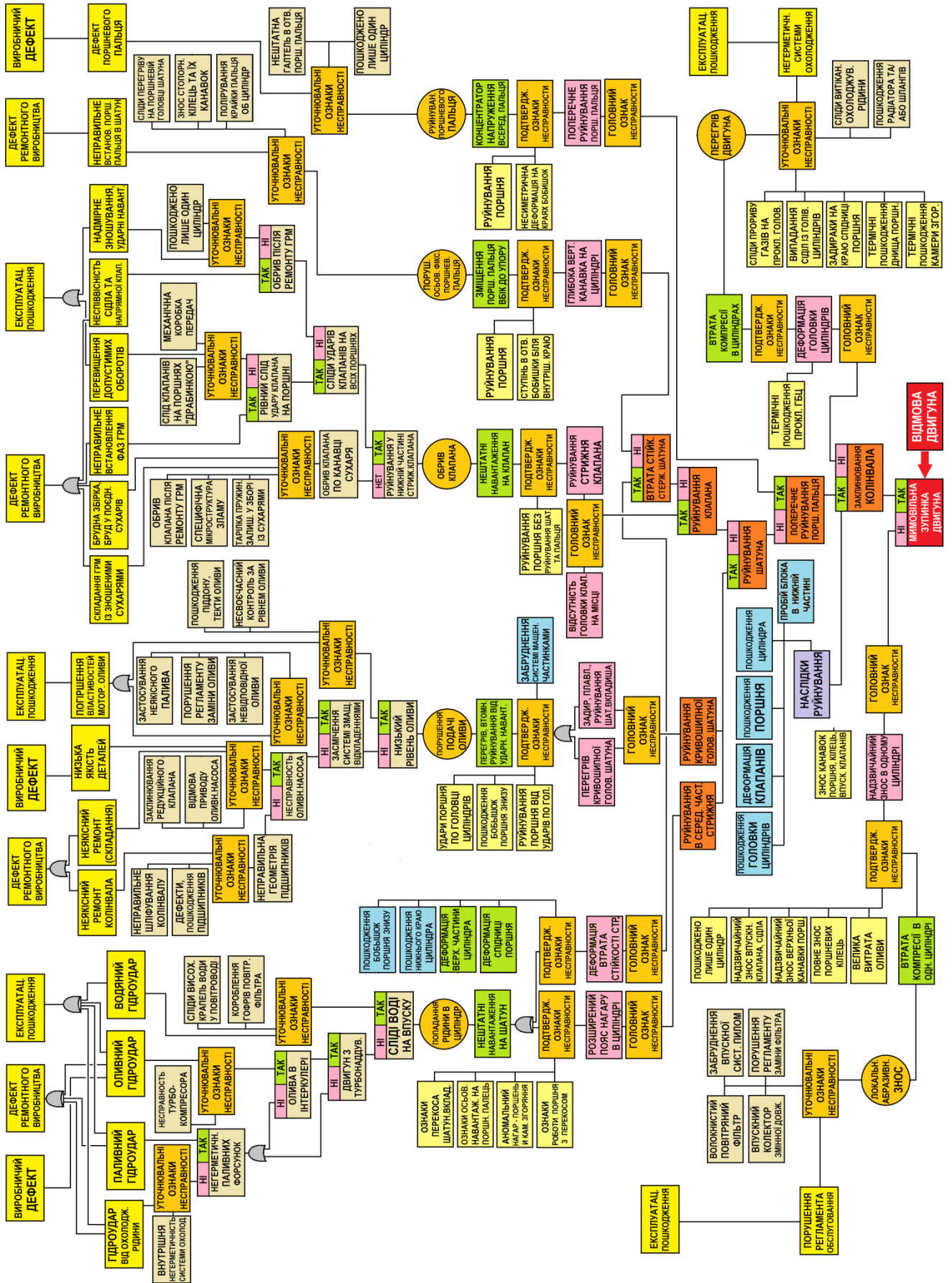


Рисунок 2 – Загальний вигляд модифікованого зворотного (реверсивного) дерева відмов ДВЗ, що описує розглянуті пошкодження двигуна

Рішення рівняння (1) з урахуванням залежності коефіцієнта тепловіддачі від температури, а також наближеного характеру обчислень виконується чисельно за допомогою ітерацій:

$$T_w = T_w + \frac{\alpha_1 F}{C_w M} (T_1 - T_w) \Delta \tau. \quad (2)$$

Результати моделювання нестационарного нагрівання елементів двигуна після порушення охолодження (рис.3б) показують, що у разі раптового та повного порушення охолодження датчик температури, розташований на вихідному патрубку головки циліндрів, відстежуватиме температуру з малою затримкою (не більше 1-2 секунд), тільки перебуваючи у рідині. Навпаки, при її витіканні затримка у показаннях датчика температури для парової фази буде надзвичайно великою, оскільки зміна його температури стане повільною – приблизно $0,3^{\circ}\text{C}$ за 1 секунду або лише 18°C за хвилину (рис.3 а).

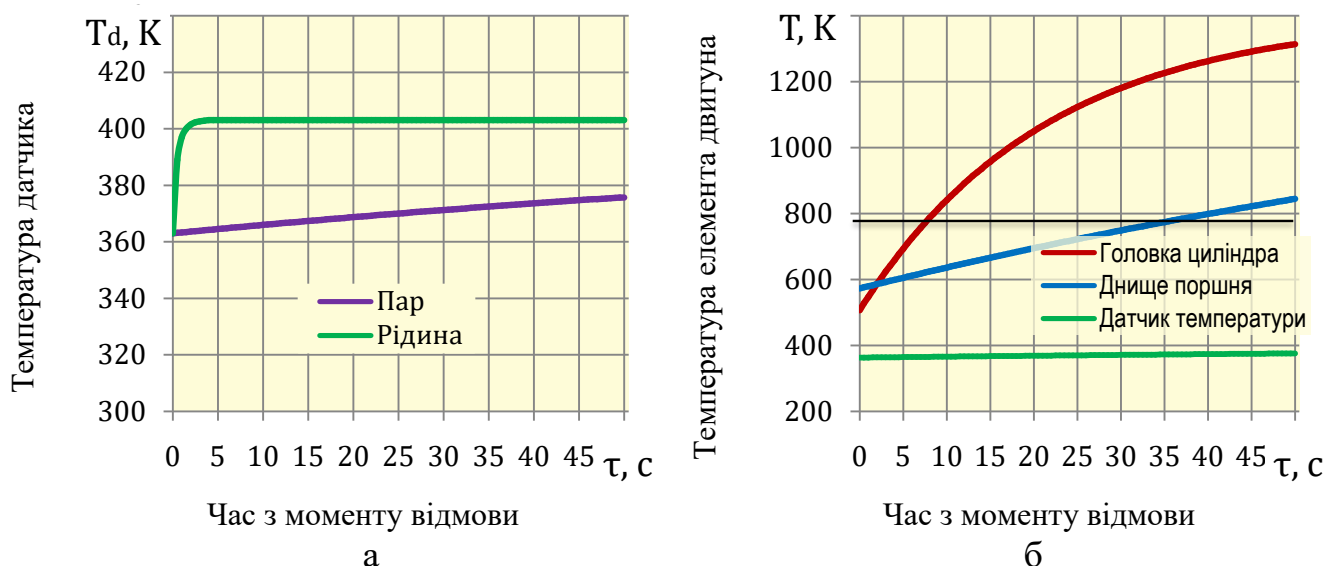


Рисунок 3 – Зміна температури за часом з моменту порушення охолодження за умови миттєвої втрати охолоджувальної рідини: а – чутливого елемента датчика температури, б – головки циліндра та поршня

Стінка камери в таких умовах отримає термічні пошкодження приблизно через 20 секунд роботи двигуна. Нагрівання поршня при порушенні охолодження циліндра відбувається набагато повільніше, і пошкодження поршня від перегріву і задираки виникнуть набагато пізніше термічного пошкодження стінки камери згоряння. Водій зможе побачити підвищення температури на показчику до 100°C (373K) із затримкою в 40 с, коли головка циліндрів буде вже пошкоджена. Розроблений метод, таким чином, дозволяє пояснити особливості пошкодження деталей та причину виходу двигуна з ладу.

З пошкоджень двигунів, що часто зустрічаються, розглянуто відмову в системі змащення, що створює аварійний режим змащення в підшипниках колінчастого валу. Основна мета розрахунку сформульована як визначення зміни тиску оливи в мастильному каналі перед шатунним підшипником під дією відцентрових сил при обертанні колінчастого валу після відмови подачі оливи в головний оливний канал (перед корінним підшипником).

Зміна маси оливи в каналі в одиницю часу τ дорівнює його масової витрати через шатунний підшипник, оскільки після відмови в мастильний канал нічого не надходить. Відповідно до зміни маси змінюється за часом і довжина l_x стовпа оливи в каналі, оскільки ці величини пропорційні. Тоді зміна довжини стовпа пропорційне площі поперечного перерізу (діаметру d) каналу та витраті оливи G_{cr} через вихідний отвір, пропорційному робочому зазору в підшипнику δ_{cr} :

$$\frac{dl_x}{d\tau} = \frac{4}{\pi \rho d^2} G_{cr}. \quad (3)$$

Звідки рівняння для зміни довжини стовпа оливи у каналі:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = -\frac{4\delta_{cr}}{d\sqrt{\rho(1+\xi)}} \sqrt{2(p_{cr}-p_k)}. \quad (4)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічного опору на виході з каналу; p_{cr} – тиск перед вихідним отвором, що повністю визначається геометрією колінчастому валу та відцентровими силами, що діють на стовп оливи в каналі; p_k – тиск у картері.

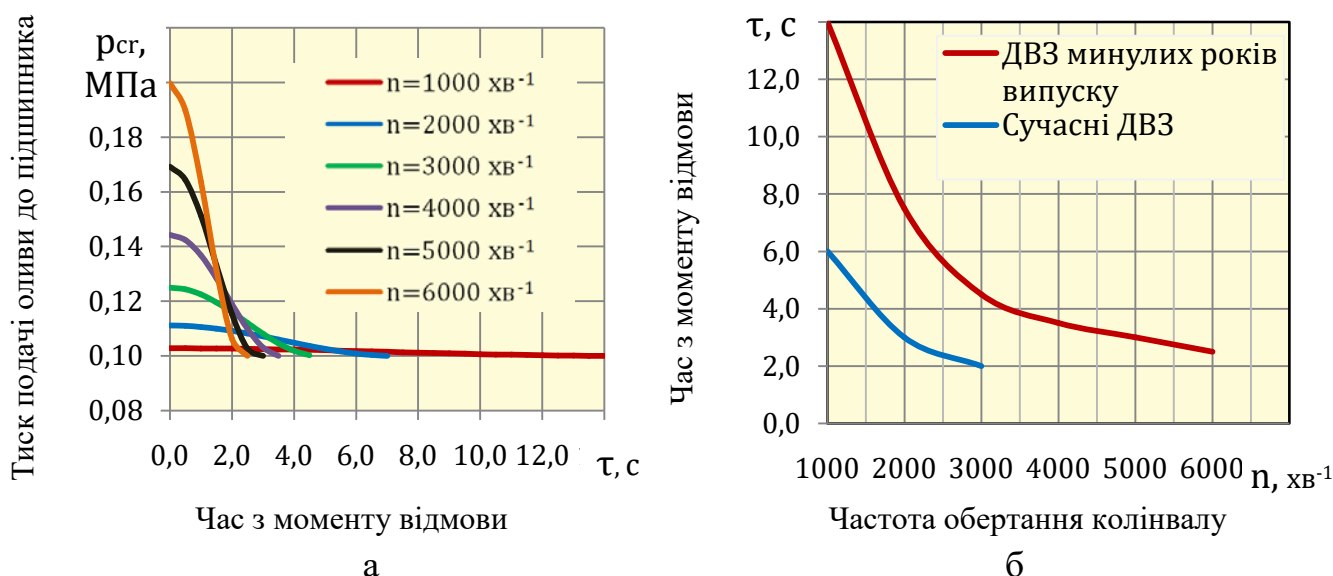


Рисунок 4 – Характер падіння тиску подачі оливи до шатунних підшипників після відмови системи змащення: а – у сучасної конструкції ДВЗ, б – у старих двигунів у порівнянні з сучасними

Виконаний розрахунок показує, що при аварійному припиненні подачі оливи до корінних підшипників шатунні не залишаються відразу без змащення (рис.4а). Тривалість надходження оливи до шатунних підшипників після аварійного припинення подачі становить від 2 до 16 с і залежить від особливостей конструкції мастильних каналів колінчастого валу (рис.4б). Отримані дані дозволяють пояснити відмінність ступеня пошкодження шатунних і корінних підшипників, що має ключове значення визначення причини відмови в експлуатації.

У четвертому розділі "Розробка методу оцінки впливу газодинамічного процесу наповнення циліндрів на виникнення і розвиток несправності двигуна" описаний метод розрахунку розподілу пилу в розгалужених каналах впускної системи двигуна (рис. 5).

Для розв'язання задачі використовувалася математична модель руху частинки, представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь 1-го порядку, що описують криволінійний рух частинки в потоці повітря і вирішуються з початковими та граничними умовами. Течія повітря поблизу траєкторії руху частинки для спрощення прийнято за незмінним радіусом R . Така модель була умовно названа "радіусною".

Рішенням системи рівнянь є складові швидкості частинки u_φ і u_r , а також траєкторія руху частинки, що визначаються за допомогою ітерацій з кроком за часом $\Delta\tau$, поточним кутом φ і поточним радіусом r .

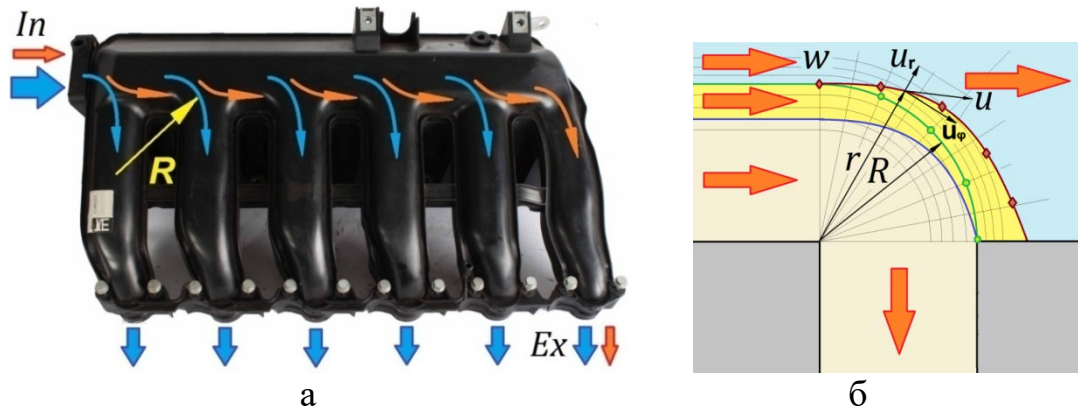


Рисунок 5 – Впускний колектор ДВЗ: а – схема течії повітря в бічні відводи по радіусу R ; б – перерозподіл частинок пилу на більший радіус r

Для співвідношення кількості частинок G_1 і G_3 , що надійшли в послідовно розташовані циліндри №1 і №3 (рис.8а) за одиницю часу, можна записати:

$$\bar{G}_{90} = \frac{G_3}{G_1 + G_3}, \quad 1 - \bar{G}_{90} = \frac{G_1}{G_1 + G_3}, \quad (5)$$

де \bar{G}_{90} – відносна кількість (витрата) частинок, що йдуть у відвід 90°

Відносна кількість (витрата) частинок, що надійшли з колектора (рис.6) до всіх циліндрів, у тому числі перший по потоку циліндр №5, визначається системою рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{G}_1 = (1 - \bar{G}_5)(1 - \bar{G}_{90}) \\ \bar{G}_3 = (1 - \bar{G}_5)\bar{G}_{90} \\ \bar{G}_5 = \frac{\bar{G}_{135}}{1,5} \end{cases} \quad (6)$$

Для наочності подання результатів зв'язок швидкості повітря з режимом роботи двигуна орієнтовно був прийнятий відповідно до рівняння витрати:

$$\rho w F = \mu_v V_h \frac{n}{60}, \quad (7)$$

де w , ρ – швидкість та густина повітря; F – площа каналу; μ – коефіцієнт наповнення; V_h , n – робочий об'єм циліндра та частота обертання. Звідси для середніх значень параметрів, що приблизно відповідають автомобільним

малолітражним двигунам, був отриманий приблизний зв'язок швидкості повітря з частотою обертання у вигляді $n = 300w$.

Розрахунки розподілу частинок по послідовно розташованих каналах реального впускного колектору (рис.6а) було виконано для різних розмірів частинок в діапазоні 5-30 мкм та швидкостей повітря на вході в колектор 5-30 м/с (режимів роботи двигуна з повним навантаженням на різних частотах обертання колінчастого валу до 6000 хв^{-1}). Отримані дані (рис.6б) показують, що чим більша швидкість і розмір частинок, тим більш нерівномірним виявляється розподіл пилу по циліндрах.

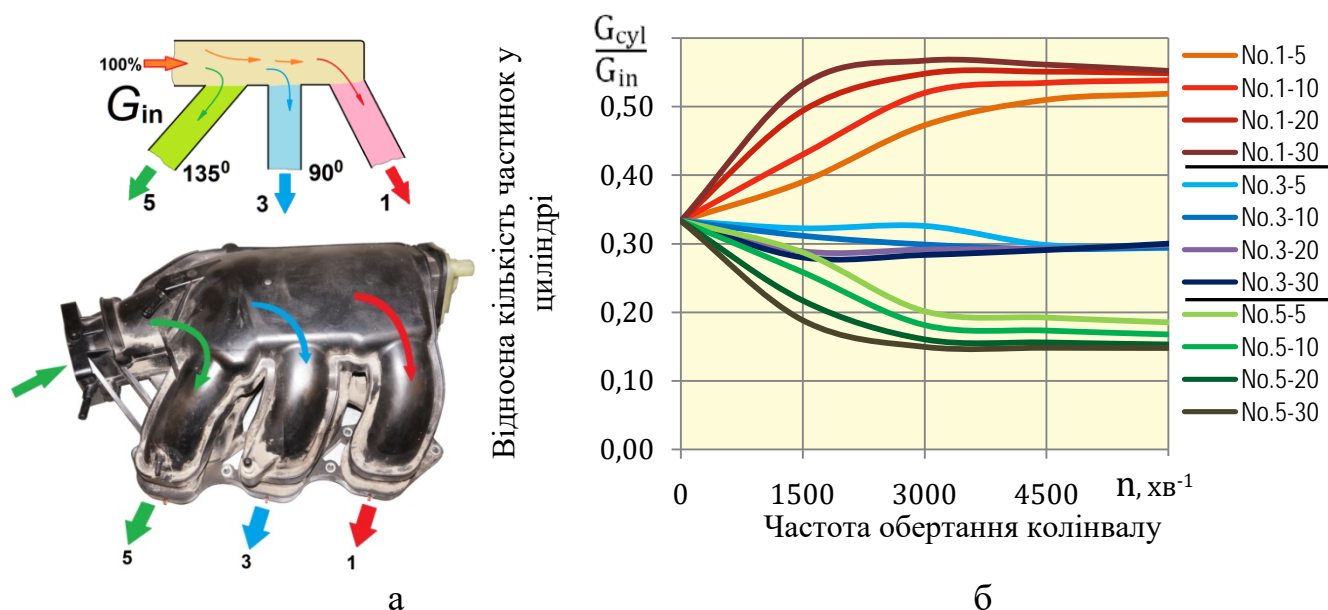


Рисунок 6 – Типовий впускний колектор і результати моделювання: а – схема колектору; б – перерозподіл пилу по циліндрах №1, №3 і №5 частинок розміром 5, 10, 20 і 30 мкм при різній частоті обертання колінчастого валу

Згідно з моделлю, в межі, на максимальному режимі роботи двигуна 100% частинок розміром 30 мкм розподіляються по циліндрах відносно 15%: 30%: 55%. Це може серйозно вплинути на ресурс деталей циліндра №1, зробивши його довговічність приблизно в 3 рази менше ніж у циліндра №5.

Моделювання двофазних течій повітря з частинками пилу у впускній системі двигунів чисельним методом дозволяє перевірити запропонований метод, уточнити його та отримати точніші кількісні результати. Модель розрахунку була створена у стандартному модулі (підпрограмі) Fluent програмного комплексу ANSYS. Під моделлю розрахунку мається на увазі: вибір матеріалу (у задачі їх два: повітря та частки пилу), вибір моделі течії, завдання граничних умов, налаштування розрахункового модуля.

Для 2-фазної течії частинок пилу повітря спочатку розраховувалося і без частинок (рис. 7а). Потім за допомогою розрахункового модуля Eulerian Granular додавалася модель 2-фазної течії, уточнювалися граничні умови та виконувався остаточний розрахунок (рис. 7б).

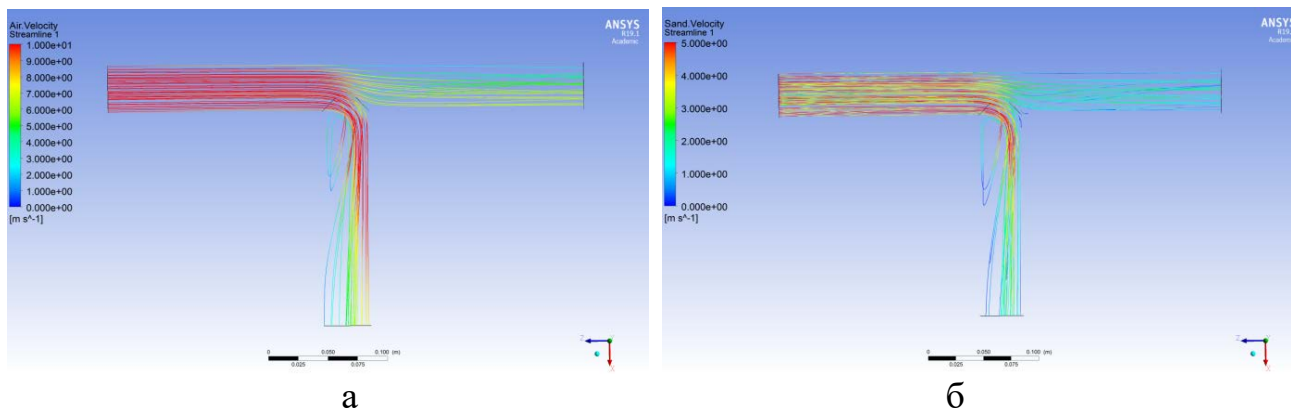


Рисунок 7 – Результати чисельного моделювання: а – лінії течії повітря у впускному каналі; б – траєкторії частинок пилу розміром 10 мкм

Отримані дані моделювання 2-фазної течії показують, що частинки малого розміру (порядку 5 мкм і менше) при повороті потоку в бічний відвід рухаються лініями течії повітря. Але чим більший розмір частинки та швидкість повітря, тим більше частинок "проскакує" бічний відвід за інерцією (рис.8а). В результаті між течію частинок малого розміру (5 мкм) при малій швидкості (5 м/с) і великого розміру (30 мкм) при великій швидкості (15 м/с) виявляється різниця (рис.8б).

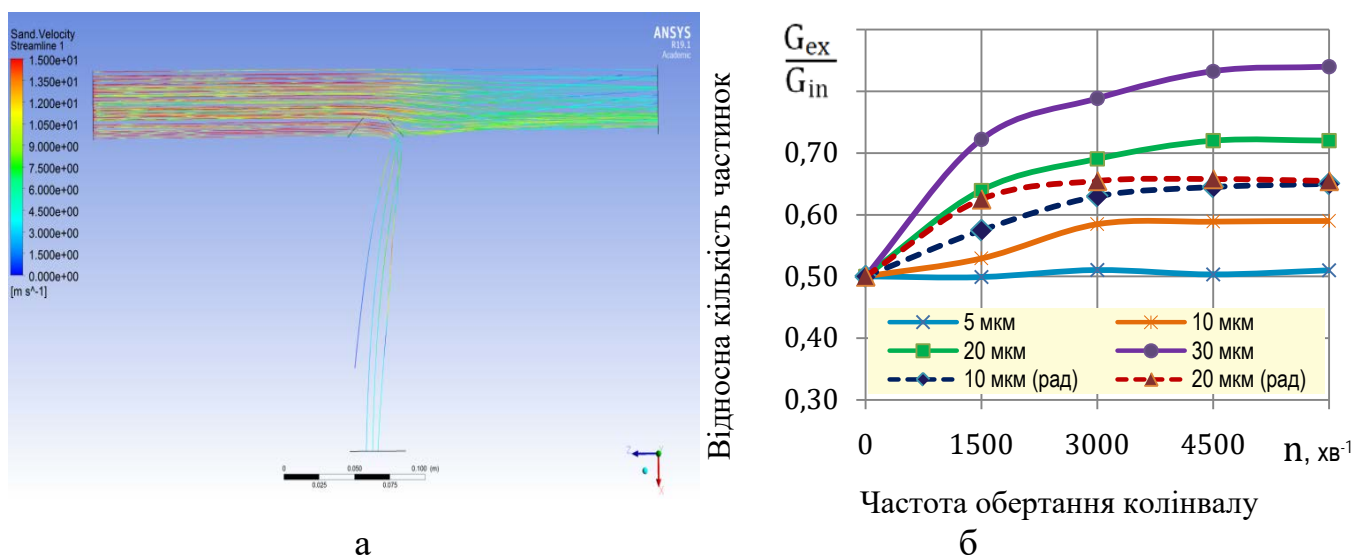


Рисунок 8 – Результати 3D-моделювання: а – течії великих частинок (30 мкм) з бічним відведенням 90°; б – порівняння результатів моделювання руху частинок різних розмірів

Вплив кута відведення показано на рис.10 і 11. Так, при швидкості 15 м/с і куті повороту 135° жодна частка розміром 30 мкм не відхиляється в бічний відвід (рис.9а), у той час, як частинки розміром 5 мкм розподіляються рівномірно за будь-яких кутів і швидкостей (рис.9б).

Загалом при якісному збігу "радіусної" та чисельної моделей добре видно кількісна різниця у розподілі частинок (рис.10). Проте, на середніх експлуатаційних режимах і розмірах абразивних частинок (10-20 мкм) кількісна помилка радіусної моделі є цілком прийнятною для практичних завдань визначення причин несправностей.

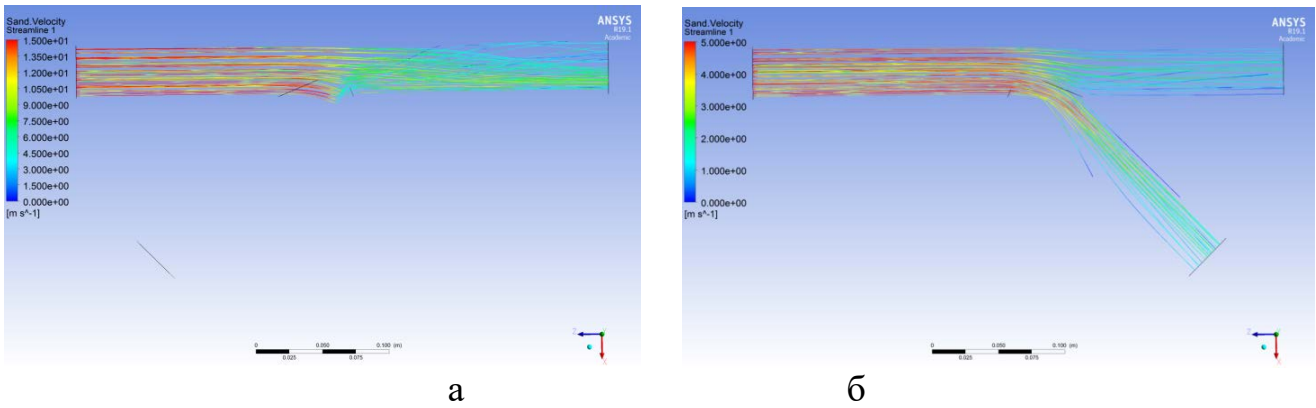


Рисунок 9 – Траєкторії руху частинок розміром 30 мкм і 5 мкм при кутах повороту: а -135° ; б -45°

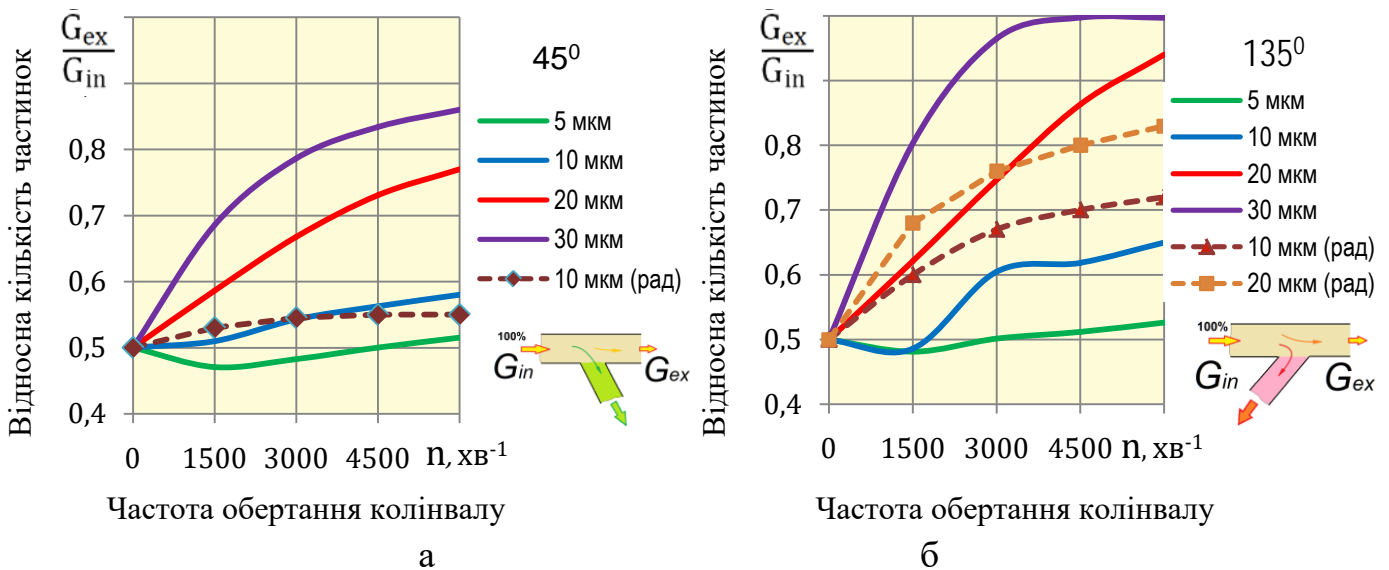


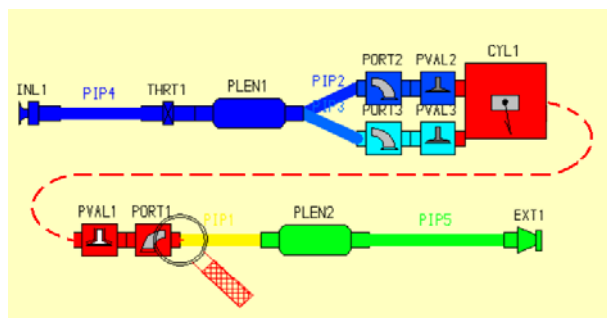
Рисунок 10 – Результати 3D-моделювання 2-фазної течії:
а – з бічним відвідом 45° ; б – з бічним відвідом 135° (б)

У дослідженнях технічного стану двигунів практичний інтерес є до випадків перегріву головок впускних клапанів. Через це можлива деформація головки клапана, втрата герметичності сполучення із сідлом та відмова двигуна. З метою вивчення механізму несправності було виконано теоретичне дослідження та моделювання, в якому зміна фаз газорозподілу належала ступеневим згідно з програмою регулювання двигуна (рис.11).

Для моделювання циклу двигуна з регулюванням фаз використовувалася відома програма Lotus Engine Simulation в 1-циліндровій версії (рис.12а), яка дозволила отримати параметри повітря та газу з обох сторін впускних клапанів при їх синхронному (рис.12а) та роздільному (рис.12б) підйомі.

Для розрахунку температури клапана потрібний коефіцієнт контактного теплообміну α_c клапана із сідлом, який у загальному випадку невідомий. Однак він залежить від зусилля притискання клапана p до сідла, що можна подати у вигляді:

$$\alpha_c = A p^{0,43}. \quad (8)$$



а

Підйом клапана

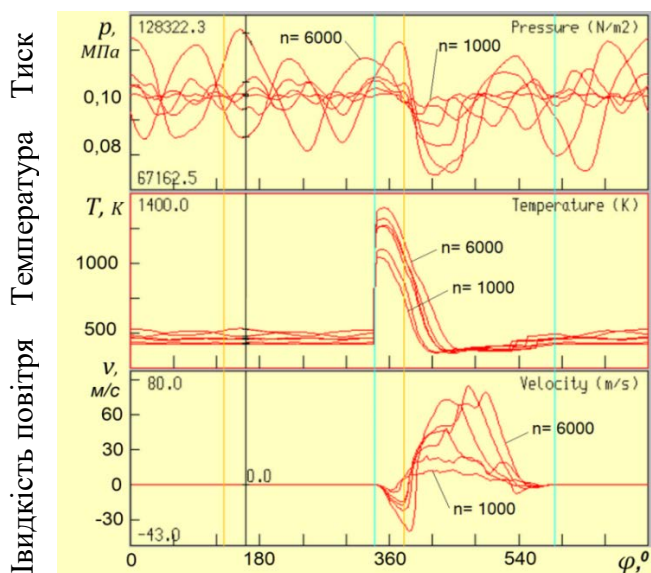


Кут повороту колінвалу

б

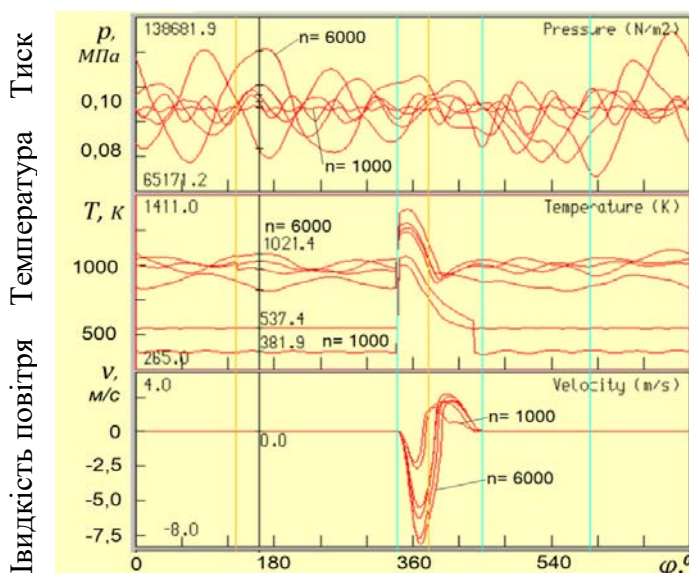
Рисунок 11 – 1-циліндрова геометрична модель двигуна з регулюванням підйому та тривалості відкритого стану одного із впускних клапанів: а – схема двигуна; б - завдання фаз газорозподілу для розрахунку

Приблизно знаючи або прийнявши температуру T_V головки клапана на характерному режимі, можна допустити значення коефіцієнта A для цього режиму та всіх наступних розрахунків постійним. Звідси після попереднього розрахунку було обрано значення 660K і відповідне значення $A = 6,0$.



Кут повороту колінвалу

а



Кут повороту колінвалу

б

Рисунок 12 – Зміна миттєвих значень тиску, температури та швидкості повітря в перерізі впускного трубопроводу перед впускним клапаном за циклом на різних частотах обертання: а – обидва впускні клапани відкриваються синхронно, б – у впускного клапана з мінімальним відкриттям.

При використанні такого підходу з рівняння теплового балансу клапана з урахуванням всіх складових теплових потоків можна отримати рівняння для розрахунку швидкості зміни температури головки клапана по куту повороту колінчастого валу φ . Після перетворень воно набуде вигляду:

$$\frac{dT_V}{d\varphi} = \frac{\pi n}{30C_p m} \left\{ \frac{\pi D^2}{4} [\alpha_{r,k}(T - T_V)_k - \alpha(T_V - T)] - \left(\pi c D \alpha_c - \frac{\pi \lambda d^2}{4h} \right) (T_V - T_c) \right\}. \quad (9)$$

де T , T_K , T_c – температури газів до циліндра, повітря у впускному каналі та сідла (напрямої втулки) клапана; C_p – теплоємність матеріалу клапана; α_r , α_K – коефіцієнти тепловіддачі від газу та повітря в головку клапана; c – ширина фаски сідла; D , d – діаметри головки та стрижня клапана; h – підйом клапана; m – маса головки клапана з сусідньою частиною стрижня.

Рівняння (9) інтегрується чисельним методом. Розрахунки були проведені для всіх підйомів впускного клапана та фаз впуску при різній частоті обертання (рис. 13).

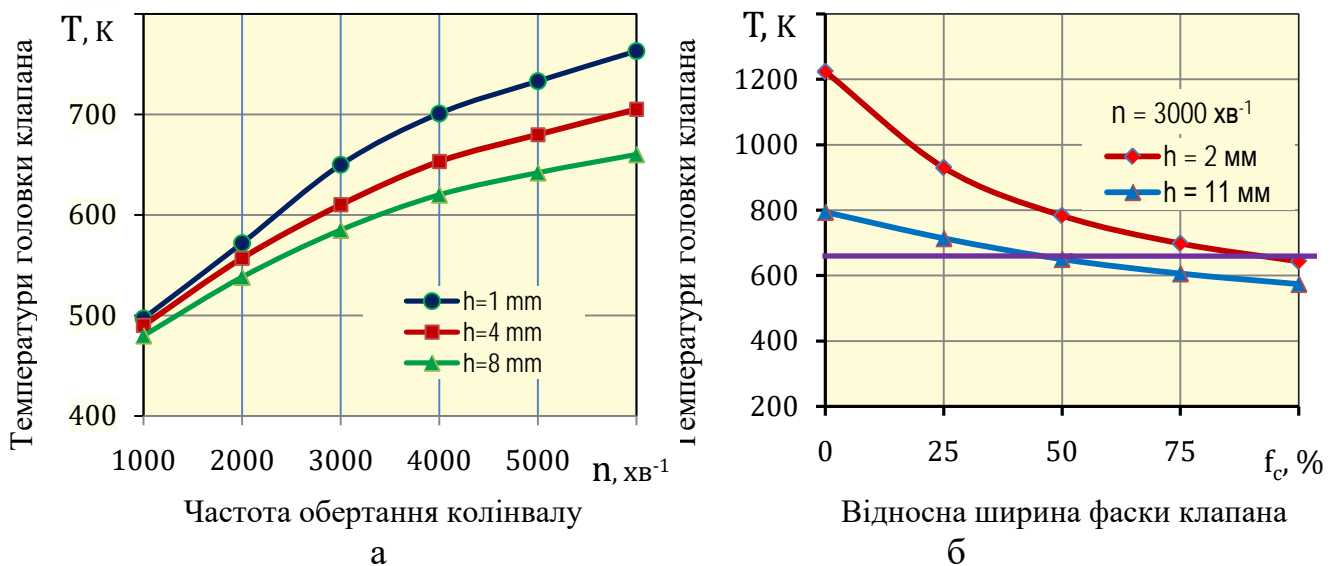


Рисунок 13 – Залежність температури головки впускного клапана: а – від підйому (і тривалості відкритого стану) зі зростанням частоти обертання; б – від зменшення ширини фаски f_c внаслідок повзучості

З отриманих результатів випливає, що зі зростанням частоти обертання та зменшення підйому та тривалості фази впуску температура впускного клапана зростає. При неповному відкритті та частоті вище 4000 хв^{-1} вона перевищує 700K , що може бути критично для поширених клапанних сталей. Отримані дані дозволяють пояснити вибіркочну деформацію одного з двох впускних клапанів з ознаками перегріву та повзучості матеріалу, що спостерігається в дослідженнях причин пошкоджень двигунів.

У п'ятому розділі "Метод дослідження процесів, теоретичні основи і моделювання гідравлічного удару в циліндрах двигуна" досліджується процес стиснення повітря з рідиною та розглядається метод розрахунку характеру пошкодження шатуна в залежності від кількості рідини, що надійшла в циліндр при гідродударі.

З урахуванням об'єму рідини, що заміщає об'єм повітря, отримано значення поточного об'єму повітря у циліндрі у вигляді:

$$V = V_h \left(\frac{x}{S} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon - 1} \right) = V_h A_\varphi \cdot \quad (10)$$

де коефіцієнт A_φ з урахуванням виразу для ходу поршня дорівнює

$$A_\varphi = 0,5 \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_c}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] - \frac{(1 - \varepsilon_v)}{(\varepsilon - 1)}. \quad (11)$$

x – поточна ордината поршня; S – хід поршня; $\lambda_c = \frac{R_{кр}}{L_c}$ – відносне подовження шатуна; ε – ступінь стиснення; ε_v – ступінь заповнення об'єму камери згоряння рідиною.

Далі, із рівнянь стану ідеального газу та теплового балансу можна отримати систему рівнянь для похідної температури T та тиску p :

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\varphi} = -T \gamma \psi \\ \frac{dp}{d\varphi} = -p \gamma \left(\psi + \frac{C_p}{R} \right) \end{cases}, \quad (12)$$

де коефіцієнти:

$$\psi = 1 + \frac{30\alpha_w F_w R}{\pi n p V_h B_\varphi} (T - T_w), \quad \gamma = \frac{R B_\varphi}{C_p A_\varphi}, \quad B_\varphi = 0,5 (\sin\varphi + \lambda_c \sin 2\varphi), \quad (13)$$

коефіцієнт A_φ знаходиться за формулою (11); R – газова стала; C_p – питома теплоємність газу.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі α_w від повітря до стінки можна скористатися емпіричними формулами. Для попередніх оцінок було обрано відому формулу Вошні.

Рішення системи (12) являє собою значення тиску і температури функції кута повороту колінчастого валу. Вони розраховуються чисельно з початковими умовами – значеннями тиску та температури у момент закриття впускних клапанів на такті стискування. Це можна зробити за допомогою стандартних програм розрахунку робочого циклу ДВЗ.

Для розрахунку початкових умов було використано 1-циліндрову модель у програмі Lotus Engine Simulation. Розрахунок процесу впуску проводився з урахуванням теплообміну для типового автомобільного бензинового ДВЗ розмірністю 83x84 мм.

У розрахунках задавалися значення коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною $\varepsilon_v = 0-1,2$. Це відповідало широкому діапазону станів – від стиснення чистого повітря без рідини до стиснення повітря з рідиною, об'єм якої на 20% перевищує об'єм камери згоряння. В результаті були отримані криві тиску в циліндрі та напруження в стрижні шатуна (рис.14) при різній кількості рідини.

З отриманих даних випливає, що гідроудар у циліндрі ДВЗ фактично відбувається за умови майже повного заповнення камери згоряння рідиною. Водночас таке заповнення камери відповідає лише 7% заповнення всього об'єму циліндра. Це вказує на можливість надходження рідини у краплинному вигляді та пояснює відомі з практики факти гідроудару на високих частотах обертання. Крім того, початок пластичної деформації стрижня шатуна спостерігається з 80% заповнення камери згоряння рідиною, коли напруження в стрижні перевищують границю плинності (рис.14б).

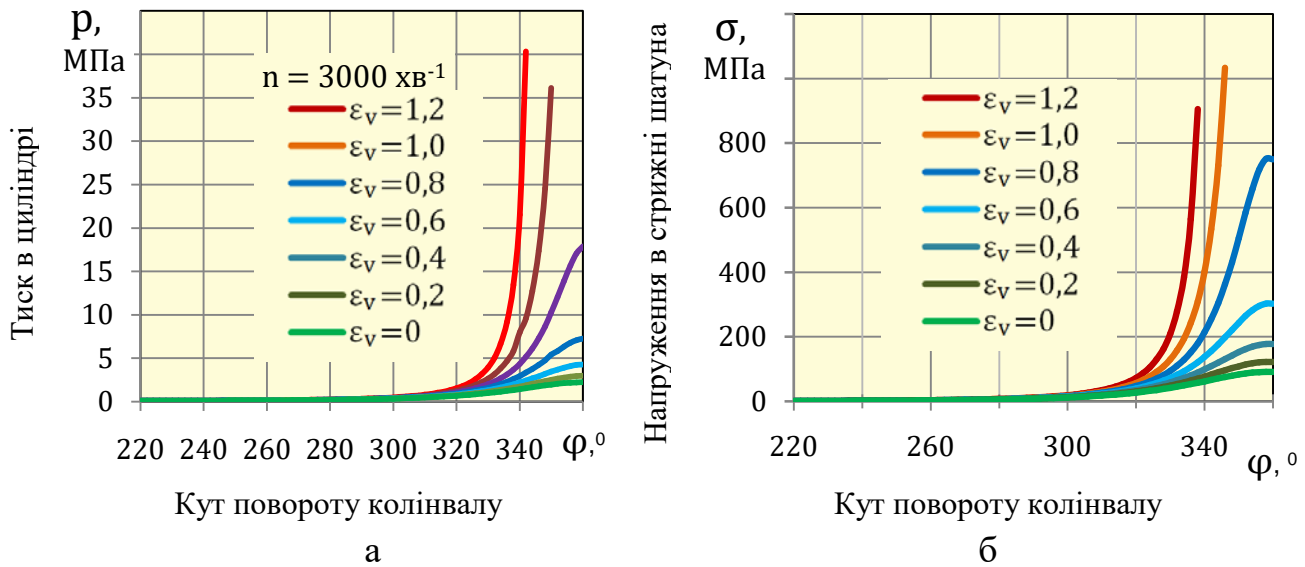


Рисунок 14 – Характеристики гідродару в циліндрі ДВЗ: а – діаграма зміни тиску в циліндрі в залежності від кута повороту колінчастого валу; б – напруження в стрижні шатуна

Щоб перевірити отримані вище результати, виключити можливу похибку, а також дослідити форму стрижня після гідродару в циліндрі, моделювання втрати стійкості стрижня шатуна за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ), для чого використовувався програмний комплекс ANSYS. При моделюванні розглядався лише стрижень шатуна, для нього визначалася форма за втрати стійкості.

З цією метою вирішувалася статична задача (розрахунковий модуль Static Structural), де як навантаження була задана одинична сила.

Розв'язання статичної задачі включало аналіз лінійної втрати стійкості (використовувався розрахунковий модуль Eigenvalue Buckling) та визначення форми стрижня, що відповідає втраті стійкості (рис.15).

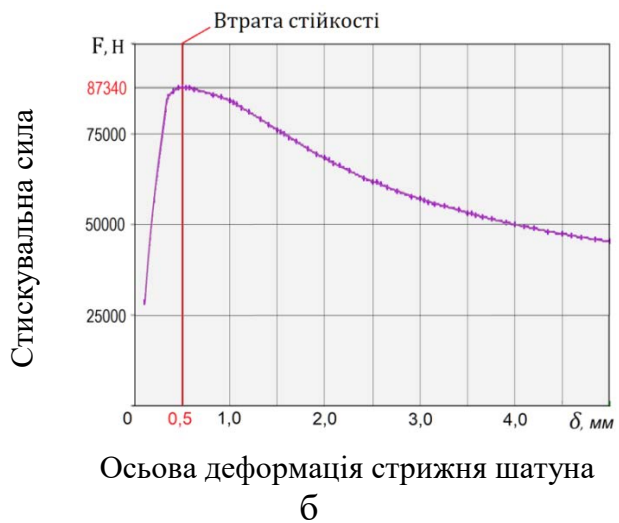
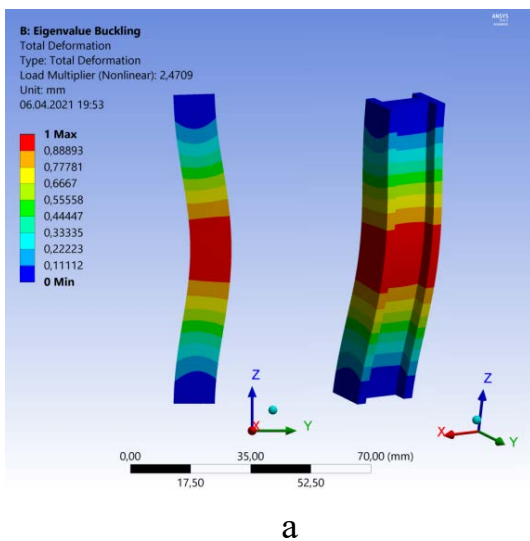


Рисунок 15 – Модель деформації стрижня шатуна при гідродарі в циліндрі: а – схема деформації; б – розрахункова крива з точкою втрати стійкості у модулі Eigenvalue Buckling програми ANSYS

Для розрахунків послідовно задавалися величини осьового стиснення стрижня, що моделюють деформацію при гідроударі, з кроком 0,1 мм у діапазоні від 0 до 0,5 мм та з кроком 0,5 мм у діапазоні від 0,5 до 5,0 мм. Для кожного значення заданого осьового стиснення розраховувалися реакція опори при заданій деформації, включаючи зміну форми та напружено-деформований стан стрижня. Результати розрахунку деформацій стрижня шатуна для осьової деформації 0,5 - 5,0 мм представлені як приклад на рис.16.

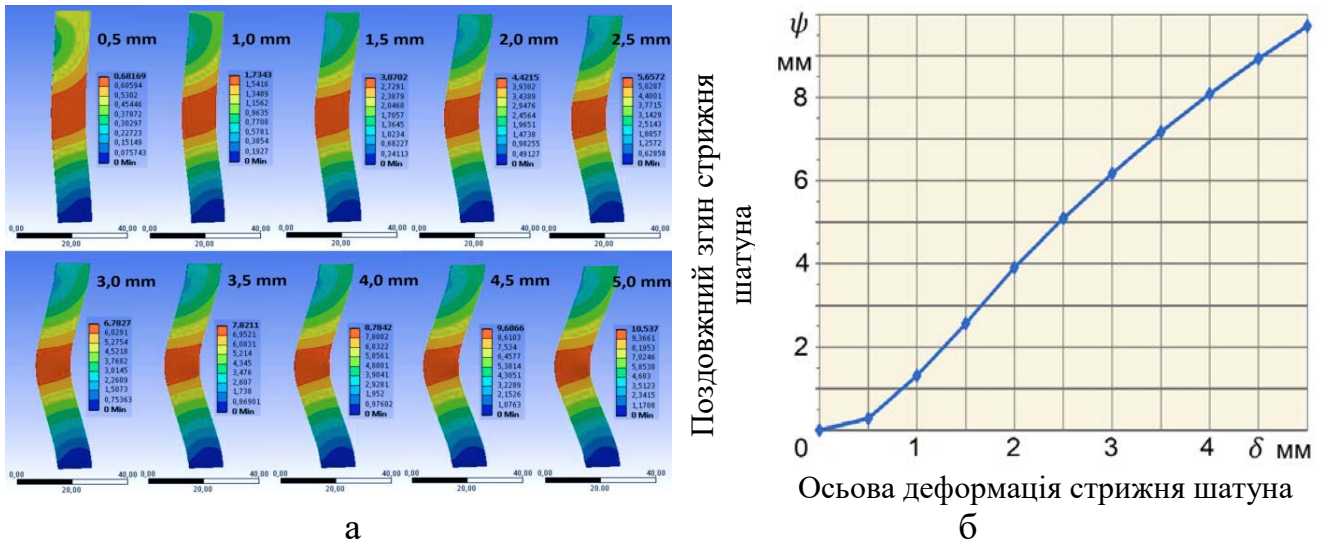


Рисунок 16 – Результати моделювання деформації стрижня шатуна для закритичної області після втрати стійкості: а – еволюція форми поздовжнього згину; б – графік залежності поздовжнього згину від осьової деформації

Згідно з результатами моделювання, якщо при поступовому збільшенні осьової стискувальної сили пружна осьова деформація стрижня заданої геометрії наближається до 0,5 мм, починається пластична деформація з втратою стійкості. При подальшій осьовій деформації напруження в кінці стрижня зменшуються, хоча максимальні напруження в середині стрижня змінюються мало (рис.17а).

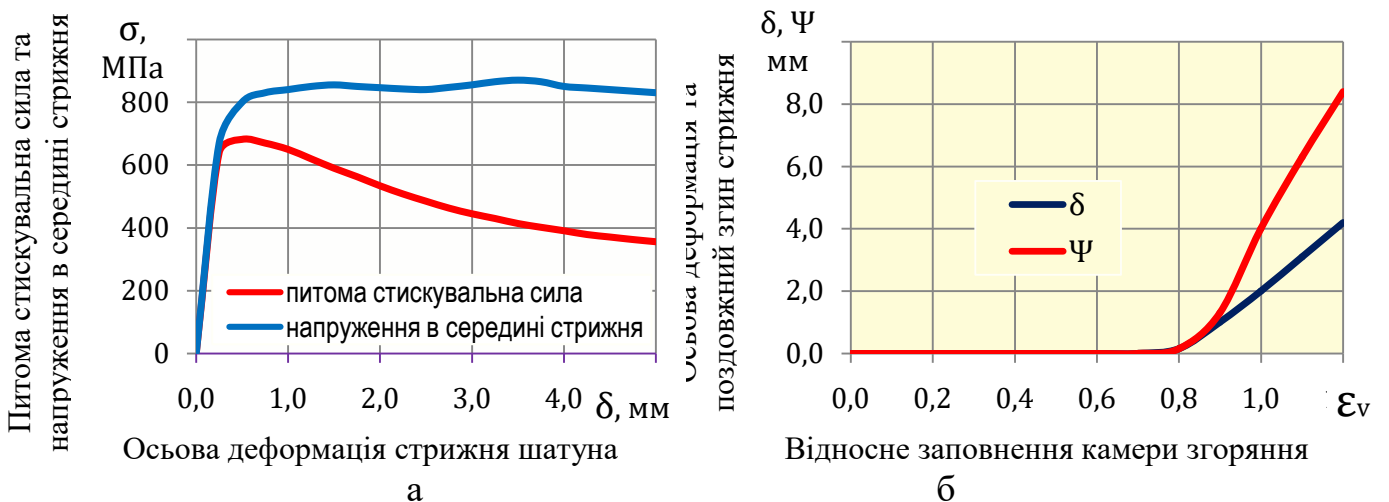


Рисунок 17 – Результати моделювання в закритичній області: а – залежність сил і напружень від осьової деформації стрижня; б – залежність осьової деформації δ та поздовжнього згину ψ стрижня від відносного заповнення камери згоряння

Отримані дані дозволяють повністю визначити фактичний зв'язок між кількістю рідини в циліндрі та формою стрижня шатуна після втрати стійкості (рис. 17б).

З метою вирішення практичних завдань досліджень причин несправностей двигунів виконано моделювання напружено-деформованого стану деталей під час роботи двигуна на нерозрахункових режимах у разі порушення умов експлуатації. Величини чинних сил були отримані шляхом моделювання роботи ДВЗ, включаючи розрахунки в програмі Lotus Engine Simulation. Так, випадок перевищення допустимої частоти обертання показує, що на відміну робочих режимів, головний внесок у навантаження вносять не сили тиску в циліндрі, а сили інерції (рис.18а). При цьому схема (рис.18б) фактично визначає постановку граничних умов (рис.19а) для вирішення завдань моделювання навантаження.

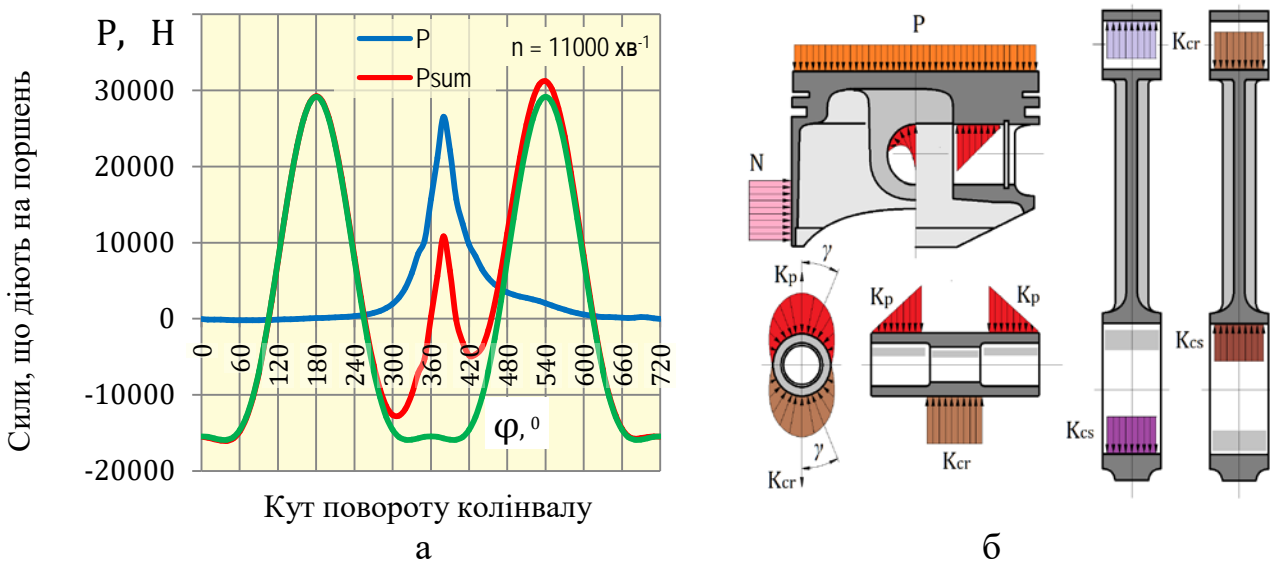


Рисунок 18 – Приклад зміни характеру дії робочих навантажень при порушенні умов експлуатації: а – через перевищення допустимої частоти обертання; б – прийнята схеми сил, що діють на деталі шатунно-поршневої групи

У межах цієї концепції визначався напружено-деформований стан поршня від стискувальних навантажень, спричинених різними видами порушень умов експлуатації. Моделювання проводилося у програмному середовищі ANSYS Workbench (рис.19а, б).

Результати моделювання показують, що тиск на спідницю поршня від бічної сили, наприклад, $p_N = 2,0$ МПа викликає її пружну деформацію 0,069 мм на бік або 0,138 мм на діаметр. Водночас з досвіду ремонту відомо, що поршні одержують залишкову деформацію при деформації спідниці більш ніж на 0,5 мм на діаметр. Це відповідає досягненню границі плинності матеріалу, для якого розрахунок дає критичне значення тиску на спідницю орієнтовно 7,2 МПа.

Отримані дані дозволяють розрахувати бічну силу на спідницю, в тому числі в момент втрати стійкості стрижня шатуна. Однак розрахунок за відомими формулами для кінематики кривошипно-шатунного механізму ДВЗ суперечить відомій практиці та дає занижено питоме навантаження (тиск) на спідницю, яке

приблизно втричі нижче критичного значення, що викликає пластичну деформацію спідниці поршня.

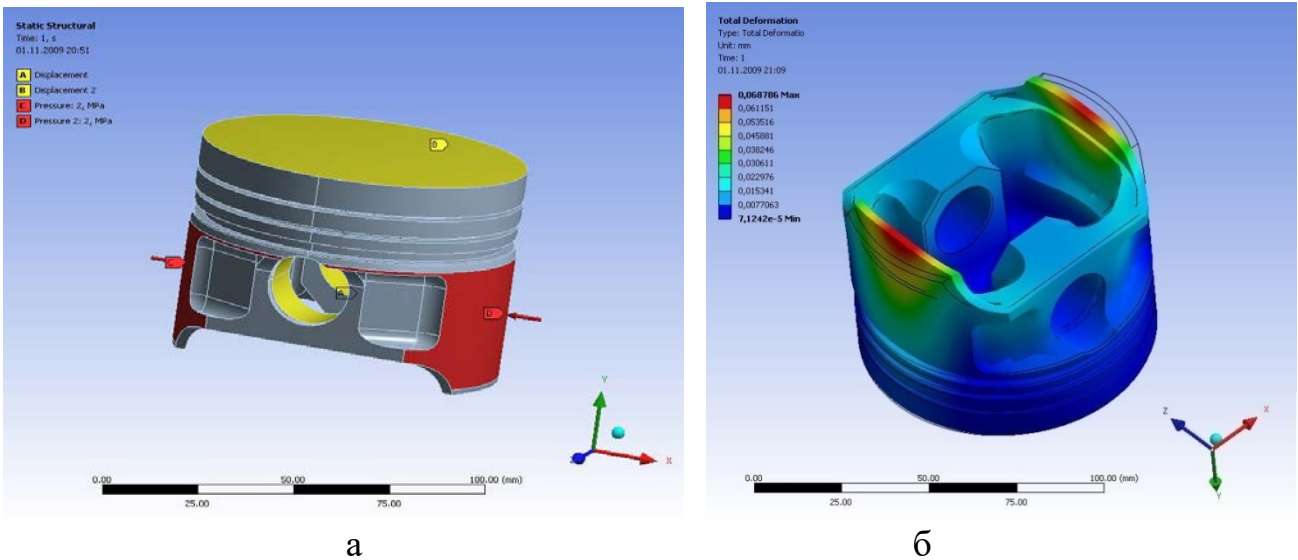


Рисунок 19 – Моделювання деформації поршня: а – завдання граничних умов; б – результати розрахунку деформації спідниці від розподіленої сили

Суперечність може бути вирішено, якщо врахувати тертя у з'єднанні поршневого пальця з поршнем. Тертя виникає при значній «овалізації» пальця від надмірного навантаження, що не враховується у класичній теорії ДВЗ (рис.20а).

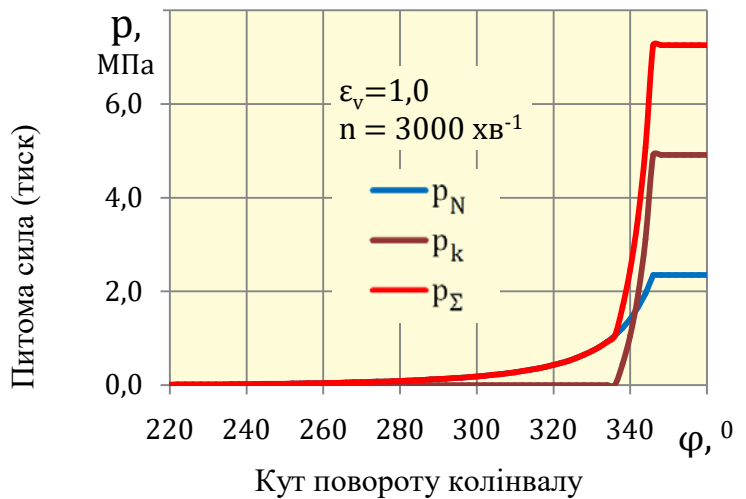
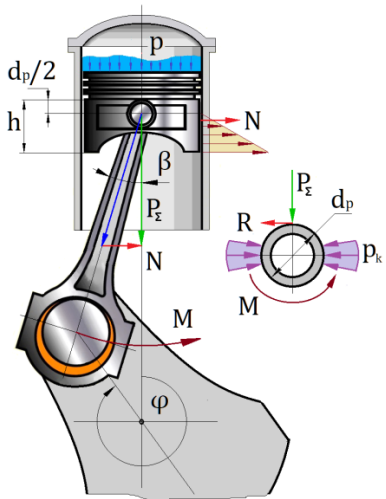


Рисунок 20 – Результати моделювання навантажень шатунно-поршневої групи при гідроударі: а – сили та моменти, що діють на деталі; б – результати розрахунку тиску на спідницю поршня від бічної сили

Момент тертя M у з'єднанні поршневого пальця є функція його натягу в отворі, тобто

$$M = \frac{1}{2} k f d_p p_R = \frac{1}{2} k f \frac{\Delta}{C}, \quad (14)$$

причому натяг має межі залежно від овалізації пальця та початку розпирання ним бобишок поршня:

$$\Delta = \begin{cases} 0, \Delta d_p \leq \delta, p \leq p_\delta \\ 0,09(p - p_\delta) B_\alpha, \Delta d_p > \delta, p > p_\delta \end{cases} \quad (15)$$

де $p_\delta = p_0 + 11,1 \frac{\delta}{B_\alpha}$ – тиск у циліндрі, при якому збільшення діаметра пальця

при «овалізації» дорівнює номінальному зазору δ в отворі, B_α – коефіцієнт, що враховує вплив жорсткості пальця на нього «овалізацію», p_R – контактний тиск, d_p – діаметр пальця, $f = \gamma \pi d_p l_b$ – площа контакту, l_b – сумарна довжина частини пальця в бобишках поршня, в сучасних поршнях зазвичай близька до $2/3$ довжини пальця, γ – коефіцієнт, що враховує вплив різних факторів на площу і характер контакту (прийнятий рівним 0,5), C – коефіцієнт, що враховує відмінність властивостей матеріалу і товщини стінки тертя.

З урахуванням геометричних співвідношень для спідниці поршня питоме навантаження від сил тертя на спідницю висотою h при перекладанні поршня у верхній мертвій точці (з поворотом шатуна щодо осі пальця) дорівнює:

$$p_k = \frac{2kf\Delta}{FC \left(h - \frac{d_p}{2} \right)}, \quad (16)$$

звідки слідує результуюча формула розрахунку сумарного питомого навантаження на спідницю з урахуванням кінематики та тертя:

$$p_\Sigma = p_N + p_k = (p - p_0) 2tg\beta + (p - p_\delta) kC_\alpha, \quad C_\alpha = \frac{0,18 \frac{\pi\gamma}{EC} [1 - 10(\alpha - 0,4)^3] \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3}{\frac{h}{d_p} - \frac{1}{2}} \quad (17)$$

Результати розрахунку складових тисків на спідницю поршня (рис.20б) показують, що сумарний тиск p_Σ на спідницю відразу виходить близьким до 7,2 МПа. Це значення для даного поршня близьке до критичного та відповідає початку пластичної деформації спідниці. З використанням результатів розрахунків виконано також аналіз напружено-деформованого стану поршневого пальця при гідродарі, який підтвердив деформацію пальця, що відзначається в дослідженнях причин несправностей двигунів при гідродарі.

У розділі 6 "Експериментальна оцінка методів досліджень процесів пошкодження та розвитку несправностей автомобільних двигунів при порушенні умов експлуатації" розглянуто обладнання та інструмент для досліджень технічного стану двигунів автомобілів з метою визначення причин несправностей.

Вимірювальні засоби, що використовуються в дослідженнях несправності двигунів, включають вимірювальний інструмент, спеціальне вимірювальне обладнання та прилади. Вони дозволяють виміряти дві основні групи параметрів, зазвичай необхідних при розбиранні двигуна з метою визначення причини

несправності – це зазори в з'єднаннях деталей і відхилення форми робочих поверхонь. Крім цього, при дослідженнях причин несправності потрібна велика номенклатура обладнання для електронної діагностики, яке застосовується на попередній стадії досліджень у рамках безрозбірної діагностики.

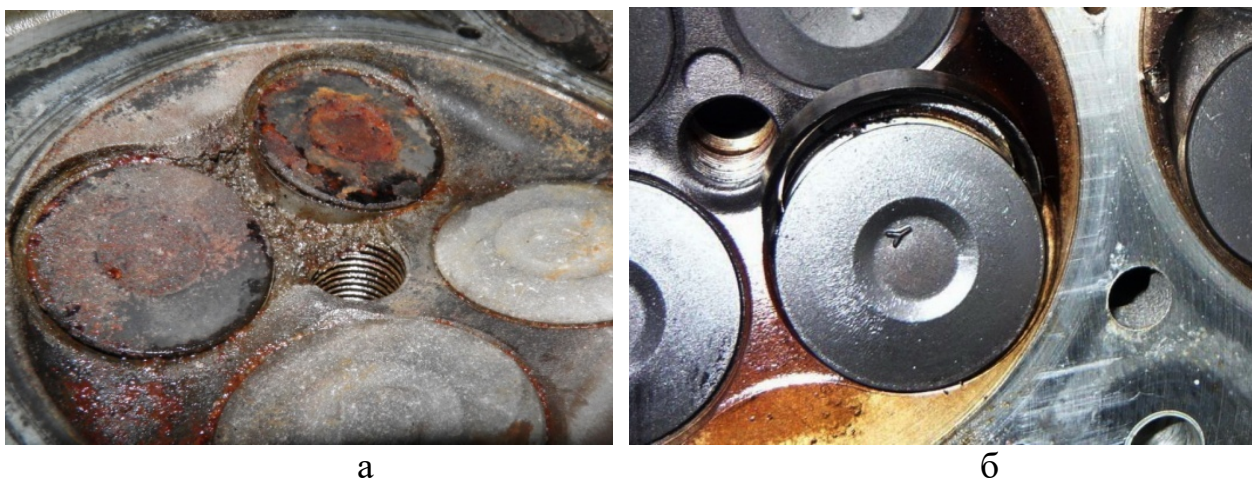
Важливе місце у дослідженні займає вибір методу проведення експериментальних досліджень на підтвердження результатів моделювання. Спеціально поставлений експеримент з виявлення ознак та механізму несправності шляхом штучного введення дефектів у двигун може бути не виправдано складним та дорогим. При цьому він не дає всієї необхідної повноти інформації, оскільки механізм появи та розвитку несправності у реальній експлуатації може значно відрізнятись. У зв'язку з цим експериментальні дослідження проводилися в рамках автотехнічних досліджень несправностей великої кількості двигунів різних моделей. Окрім цього, приділено увагу правильному вибору технології виконання досліджень причин несправностей. З цією метою виявлено та обґрунтовано ознаки переходу від діагностичних, у тому числі безрозбірних методів до дослідження деталей розібраного двигуна, що має особливе значення при дослідженнях двигунів у непрацездатному стані.

Ключовим чинником правильного визначення причини несправності в дослідженнях несправних двигунів є інформаційне забезпечення. Поділ джерел інформації на групи та види допомагає визначити місце технічної інформації в дослідженнях причин несправності двигунів. Виділено групи джерел базової та довідкової інформації, включаючи авторизовану та неавторизовану, а також групу спеціальної інформації. Спільно виділені групи утворюють інформаційний комплекс досліджень, що забезпечує правильне визначення причини несправності.

Результати досліджень причин пошкоджень в основних вузлах та системах двигунів розглянуті послідовно для найбільш поширених та найбільш серйозних несправностей. До таких відноситься, в першу чергу, пошкодження поршневої групи та головки циліндрів при несправності системи охолодження двигуна. Найбільш серйозні їх викликані негерметичністю системи та швидким витіканням охолоджувальної рідини (рис.21).

В результаті дослідження підтверджено отриманий теоретично висновок про те, що швидкий витік охолоджувальної рідини може спровокувати плавлення стінок камери згоряння (рис.21а), руйнування сідел (рис.21б), задири у верхній частині поршня за технічної неможливості для водія своєчасно виявити аварійний режим роботи.

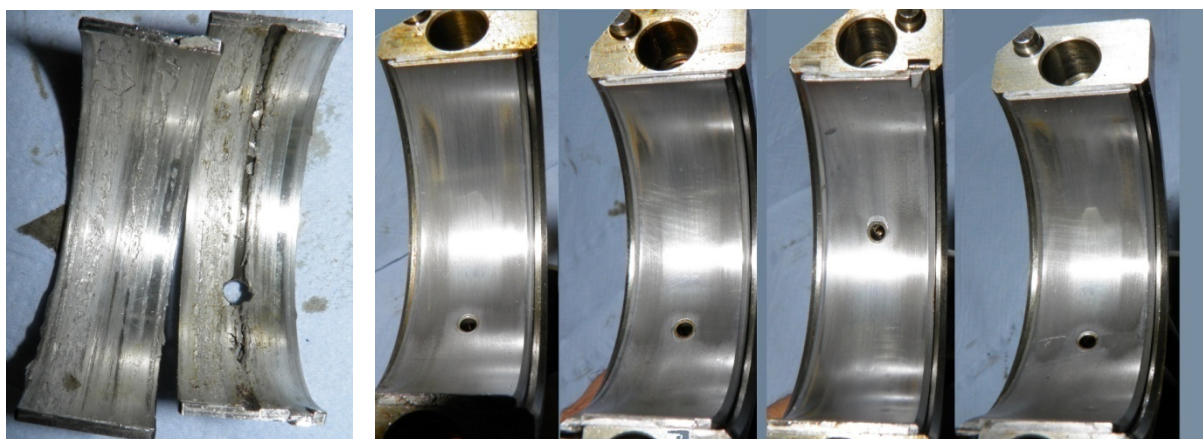
Для визначення причин пошкодження підшипників колінвала, вивчено відомі з практики численні випадки несправностей двигунів. При виконанні аналізу використано метод поділу ознак несправності на головні, підтверджувальні та уточнювальні. В результаті було встановлено, що порушення режиму змащення та пошкодження, головним чином, корінних підшипників пов'язане зі швидким та повним (або майже повним) припиненням подачі до них оливи (рис. 22а).



а

б

Рисунок 21 – Пошкодження камери згоряння: а – сліди плавлення стінки між сідлами випускних клапанів; б – випадання сідел при перегріві від швидкої втрати охолоджуючої рідини



а

б

Рисунок 22 – Результат несправності при відмові системи змащення ДВЗ: а – плавлення та заклинювання колінчастого валу в корінних підшипниках; б – незначні пошкодження шатунних підшипників

Водночас пошкодження лише чи, переважно, шатунних підшипників є, зазвичай, наслідком значного зниження подачі оливи. Виявлена різниця у характері пошкодження груп підшипників (рис. 22б) підтверджує теоретичний висновок про вплив відцентрових сил на подачу оливи до шатунних підшипників.

В дослідженнях причин несправностей двигунів отримані дані про аномальний характер теплових процесів у камері згоряння (рис. 23а). Такі дані були використані при теоретичному дослідженні та визначенні залежності температури впускних клапанів від зміни режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу.

Виявлене при дослідженні несправних двигунів вибіркоче термічне пошкодження головки одного з впускних клапанів (рис. 23б) не мало виразного пояснення в рамках звичайного списку причин, що наводяться для термічного навантаження клапанів, у тому числі від порушення процесу згоряння. В результаті було обґрунтовано причину термічного пошкодження впускних

клапанів – відмову в системі керування підйомом та тривалістю відкритого стану клапана.

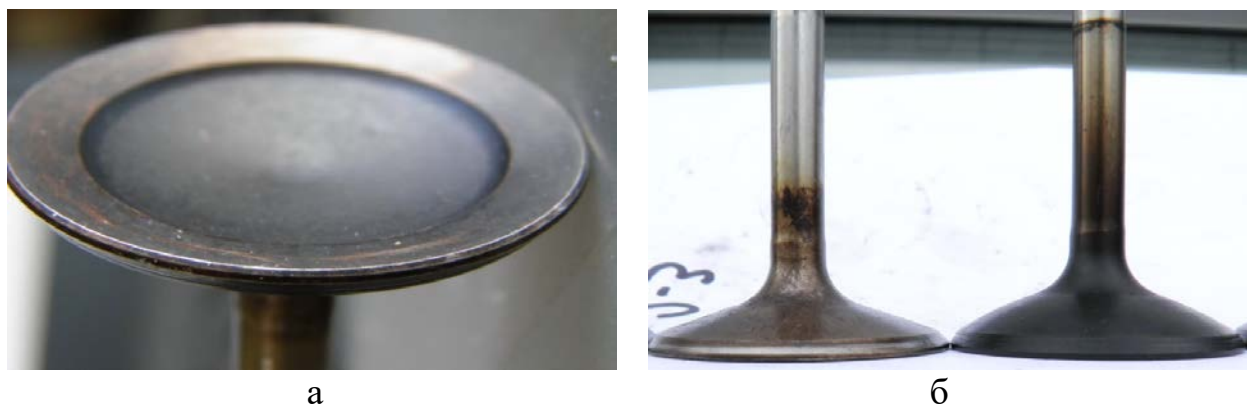


Рисунок 23 – Деформація головки одного із впускних клапанів: а – вигляд класичного "тюльпана"; б – повна відсутність пошкоджень розташованого поруч сусіднього впускного клапана в тому ж циліндрі.

Дані досліджень пошкоджених шатунів при гідроударі узагальнюють значну кількість відмов, що зустрічаються на практиці, викликаних потраплянням в циліндри різних рідин. Отримані результати підтверджують дані моделювання, в тому числі показують, як осьова деформація стрижня шатуна при втраті стійкості визначається розширенням пояса нагару у верхній частині циліндра (рис. 24а).

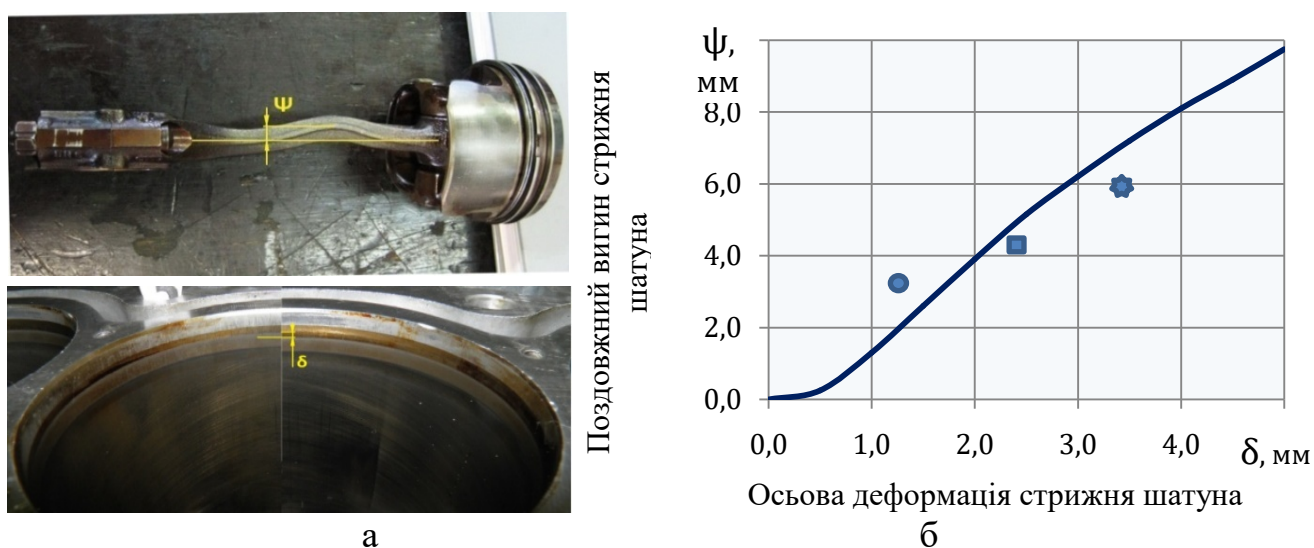


Рисунок 24 – Деформація шатуна при втраті стійкості після гідроудару: а – форма стрижня та розширення пояса нагару у верхній частині циліндра при роботі з деформованим шатуном; б – порівняння розрахункового поздовжнього вигину стрижня шатуна з даними, отриманими у дослідженнях пошкоджених двигунів

За цими даними, у тому числі за формою деформованого стрижня, а також за величиною поздовжнього згину стрижня в залежності від осьової деформації отримано відповідність даних досліджень пошкоджених двигунів та результатів моделювання за допомогою методу скінчених елементів (рис. 24б). Отримані дані підтверджують теоретичний висновок про те, що поздовжній згин стрижня в

закритій області після втрати стійкості виявляється за величиною приблизно вдвічі більше осьової деформації. Це може бути використане для виявлення ознак гідродудару на практиці.

В умовах відсутності явних порушень герметичності елементів впускної системи виявлено виборчий абразивний знос (рис. 25) через перерозподіл пилю в розгалужувальних каналах. Отримані дані повністю підтверджують результати розрахунків і моделювання течії в каналах з бічними відводами, коли при певних розмірах частинок і швидкостях потоку в далекий по потоку циліндр потрапляє до 80% всіх абразивних частинок, що пройшли через повітряний фільтр.



Рисунок 25 – Вибірковий (локальний) абразивний знос: а – поршня; б – клапана

Дослідження пошкоджень виконані також для випадків перевантаження, що виникають як при роботі двигуна на нерозрахункових режимах, так і при проведенні модернізації (модифікації) двигуна з метою підвищення параметрів потужності. Виконано аналіз великої кількості несправностей, викликаних позаштатними навантаженнями та перевантаженням, у тому числі внаслідок підвищення потужності (тюнінгу) двигуна (рис.26а), визначено ознаки кожної з розглянутих причин несправності.



Рисунок 26 – Руйнування поршня в наслідок перевантаження: а – від перевищення тиску наддуву; б – від перевищення допустимої частоти обертання

Увага також приділена дослідженню пошкоджень від перевищення максимально допустимої частоти обертання. Виявлено механізми руйнування та

його ознаки, що дозволяють практично точно встановлювати причину відмови, зокрема, для випадків значних руйнувань (рис. 26б).

Виконано зіставлення результатів практичних досліджень і теоретичних моделювань та підтверджено достовірність запропонованих методів при дослідженні відмов пов'язаних із порушенням умов експлуатації, у тому числі за результатами досліджень відмов турбокомпресорів.

Наприкінці розділу виконано аналіз способів практичної реалізації наукових досліджень, перспектив розвитку методів дослідження технічного стану двигунів автомобілів як напряму досліджень причин несправностей, виявлено потребу подальшого розвитку методів автотехнічних досліджень причин несправностей та відмов двигунів автомобілів.

Це передбачає вирішення нових наукових завдань автотехнічних досліджень несправностей двигунів, створення та розвитку нових методів і моделей шляхом вивчення та застосування сучасних технологій.

ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та нові рішення наукової проблеми, пов'язаної з розробкою методів визначення причин пошкоджень та розвитку несправності двигунів, включно з турбонадувом, при порушенні умов експлуатації найбільш популярних марок та моделей автомобілів, таких як Toyota моделей Corolla, Camry, Alphard, Highlander, Landcruiser, автомобілів Lexus моделей GS350, RX400, LX570, автомобілів Honda моделей Civic, Accord, CRV, Pilot, автомобілів Audi моделей A4, A5, A6, A8 автомобілів Nissan моделей X-Trail, Teana, автомобілів Renault моделей Logan, Duster, автомобілів Mazda CX-7, CX-9, а також автомобілів Mercedes, BMW, Opel, Mitsubishi, Rover, Volvo, Ford, VW, FIAT, Jaguar, Jeep та інших.

2. У роботі теоретично обґрунтований логіко-імовірнісний метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправності двигунів при порушенні умов експлуатації транспортних засобів, якій поєднує розроблений набір адаптивних моделей. Ймовірність правильності оцінки традиційними методами становить 0,54 для вибірки із 50 експериментальних досліджень. Вибірка враховувала склад фахівців-експертів із їхньої кваліфікації – 32% за відсутності досвіду роботи, 57% середньої кваліфікації та 11% високої кваліфікації. При визначенні цих причин несправності з використанням удосконаленого в роботі логіко-імовірнісного методу ймовірність правильної оцінки зростає до 0,84 тобто на 30% і не залежить від рівня кваліфікації фахівця та його суб'єктивної оцінки.

3. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна в залежності від поточного часу з моменту втрати охолоджувальної рідини та перегріву двигуна при порушенні умов експлуатації транспортного засобу. Результати моделювання за цим методом нестационарного нагрівання елементів двигуна після втрати (витікання) охолоджувальної рідини показують, що виникає велика затримка у показаннях датчика температури для парової фази, при якій швидкість зміни температури датчика знижується з 30⁰С до 0,3⁰С за 1 секунду або лише на 18⁰С за хвилину. При цьому стінка камери згоряння отримує теплові

пошкодження через 20 секунд роботи двигуна, після чого відбувається теплове пошкодження головки поршня. Моделювання показує, що водій не встигає зреагувати та запобігти наведеним вище термічним пошкодженням деталей двигуна.

4. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень підшипників колінчастого валу двигуна при відмові системи змащення. За цим методом проведено моделювання, яке дозволяє визначити залежність між падінням тиску оливи в каналах колінчастого валу від 0,2 МПа до 0, часом цього падіння в інтервалі 2-16 с, частотою обертання колінчастого валу в діапазоні 1000-6000 хв⁻¹ та характером пошкоджень корінних і шатунних підшипників, причинами несправності та своєчасними або несвоєчасними діями водія. Взагалі, цей метод дозволяє зробити висновок про тривалість роботи двигуна в аварійному режимі, після чого надати об'єктивну оцінку про причини виникнення і розвитку несправності підшипників колінчастого валу двигуна.

5. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті багатоциліндрового двигуна при порушенні умов експлуатації. Дослідження математичної моделі за цим методом показує, що частинки пилу малого розміру до 5 мкм рівномірно розподіляються по всіх лініях току повітря, які спрямовані до циліндрів. При збільшенні розмірів частинок пилу до 30 мкм і швидкості течія повітря до 15 м/с, розподіл частинок пилу за лініями току повітря стає нерівномірним і залежить від конфігурації та кутів повороту відводів впускного колектору. При кутах повороту близьких до 135⁰, 90⁰, 45⁰ частинки пилу розподіляються відповідно до ліній току повітря, які ведуть до циліндрів, у відношенні 15%, 30%, 55%. Даний метод дозволяє оцінити розподіл і встановити характер руху відносної маси частинок пилу по циліндрах двигуна в залежності від конфігурації впускного колектору, умов та режимів експлуатації, і об'єктивно визначити характерні причини нерівномірного зносу у різних циліндрах двигуна.

6. Складено та вирішено математичну модель оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна при гідроударі в циліндрах. Модель досліджена у програмному середовищі Lotus Engine Simulation та програмі ANSYS для параметрів бензинових двигунів автомобілів Mercedes моделей CLA200 та CLS350, Toyota моделей Corolla, Camry, Land Cruiser 200 та Prado, Honda CR-V, Mazda CX-9 з робочим об'ємом 1,2-4,8 л і кількістю циліндрів 4-8. За допомогою моделі встановлені параметри початку руйнування деталей двигуна при гідроударі – це тиск у циліндрі, близький до 17-17,5 МПа при куті повороту колінчастого валу близько 340-350⁰. При цьому виникає деформація шатуна із втратою стійкості стрижня за мінімального заповнення камери згоряння рідиною на 80%.

7. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри при порушенні умов експлуатації. Метод дозволяє встановити, що величина деформації поршневого пальця при перевантаженні, спричиненої гідроударом, значно перевищує допустимий зазор 0,02 мм у сполученні палець-

поршень, з напруженням в середині пальця, близьким до 700 МПа. Це пояснює різке зростання тертя у поєднанні палець-поршень і як наслідок підвищення питомого навантаження на спідницю поршня до 7,2 МПа, що у 2,8 рази більше за допустиму величину і викликає залишкову деформацію поршневого пальця та спідниці поршня.

8. Пропонований метод оцінки причин пошкоджень і реконструкції руйнувань деталей двигуна внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри при порушенні умов експлуатації дозволяє оцінити величину залишкової деформації деталей шатунно-поршневої групи двигуна з відносною похибкою, що не перевищує 8-10%.

9. При проведенні досліджень причин пошкоджень автомобільних двигунів встановлено, що у разі використання розробленого логіко-імовірнісного методу весь процес визначення причини відмови двигуна та пошкоджень його деталей займає на 25-28% менше часу від традиційних методів.

10. Головні результати розробки методів дослідження причин виникнення та розвитку несправності двигунів транспортних засобів при порушенні умов експлуатації впроваджено у науково-методичну роботу експертних інститутів Міністерства юстиції, виробничу діяльність відомого світового виробника обладнання для ремонту двигунів іноземної компанії «Serdarlar Makina» (Туреччина), використовуються у практичній діяльності ТОВ «Укрспецсистемс» при розробці нових зразків техніки та їх дослідному доведенні й ТОВ «ММСІ» при виборі технологій ремонту автомобільних двигунів та оснащені підприємства сучасним обладнанням, в поточної діяльності "Міжнародного моторного бюро" у рамках експертної спеціальності 10.2 "Дослідження технічного стану транспортних засобів", а також ремонтної організації Спеціалізований моторний центр «АБ-Інжиніринг» (Одеса).

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Хрулев О.Е., Сараєв А.В., Сараєва І.Ю. Методи моделювання пошкоджень в двигунах внутрішнього згоряння транспортних засобів: монографія. Київ: УкрІНТЕІ, 2024. 190 с. ISBN 978-966-479-131-8.

Статті, у наукових виданнях, які мають індексування у міжнародній наукометричній базі даних Scopus

2. Khrulev A, Saraiev O, Saraieva I, Vorobiov O. Modeling of thermodynamic processes in internal combustion engine cylinder during cranking in compression measurement tests. *Combustion Engines*. 2024. 198(1). P. 3-14. DOI: <https://doi.org/10.19206/CE-187380> (date of access: 10.04.2025, Q4).

3. Khrulev A. Determination of gas parameters in resonant pipes and channels of engines with a periodic workflow using the piston analogy method. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 5/7 (125). P. 50-59. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.288520> (date of access: 10.04.2025, Q2).

4. Khrulev A., Saraev O. Building a mathematical model of the destruction of a connecting rod-piston group in the car engine at hydraulic lock. *Eastern-European*

Journal of Enterprise Technologies. 2022. 3/7 (117). P. 40–49. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.259454> (date of access: 10.04.2025, Q2)

5. Khrulev A., Saraev O. Devising a model of the airflow with dust particles in the intake system of a vehicle's internal combustion engine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. 2/1 (110). P. 61–69. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.230113> (date of access: 10.04.2025, Q3)

6. Khrulev A., Dmitriev S. Thermal Damage to Intake Valves in ICE with Variable Timing. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 16, Issue 4. P. 7243-7258. DOI: <https://doi.org/10.15282/ijame.16.4.2019.06.0540> (date of access: 25.12.2022, Q2)

7. Khrulev A., Dmitriev S. Study of the conrod deformation during piston interaction with liquid in the internal combustion engine cylinder. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*. 2019. Vol. 14, Is. 2. P. 6557-6569. DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515> (date of access: 25.12.2022, Q2)

8. Varbanets R., Fomin A., Pišteck V., Klymenko V., Minchev D., Khrulev A., Zalozh Z., Kucera P. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. 9(3). 321-13 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/jmse9030321> (date of access: 10.04.2025, Q2)

Статті у наукових фахових виданнях України

9. Хрулев О. Е., Сараєв О. В., Сараєва І. Ю. Метод експертної оцінки технічного стану циліндро-поршневої групи автомобільного двигуна після гідродудару. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2024. Вип. 25. С. 63-70. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2024.25.0.7> (дата звернення: 10.04.2025)

10. Khrulev A.E., Saraiev O.V., Saraieva I.Y. Application of logical methods in expert analysis of automotive engine failures in operation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2023. Vol. 24. P. 32-40. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2023.24.0.6> (URL: <http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/294263>, date of access: 10.04.2025)

11. Хрулев О.Е. Математична модель пневматичної пускової системи з урахуванням характеристик безпілотного літального апарату, двигуна та повітряного гвинта. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023. №4 спецвипуск 1 (189). С. 38-51. DOI: <https://doi.org/10.32620/akt.2023.4sup1.06> (дата звернення: 10.04.2025)

12. Хрулев О.Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбо реактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023. №4. спецвипуск 2 (190). С. 5-18. DOI: <https://doi.org/10.32620/akt.2023.4sup2.01> (дата звернення: 10.04.2025)

13. Хрулев О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов О.М. Розробка математичних критеріїв оцінки якості діагностування циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2022. №. 22. С. 92–103. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.22.0.10> (дата звернення: 10.04.2025)

14. Хрулев О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов О.М., Сохін А.А. Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень

двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2022. №. 21. С. 79–86. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.06> (дата звернення: 10.04.2025)

15. Khrulev A.E., Saraev O.V. The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. *Automobile transport*. 2021. 48. P. 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5> (date of access: 10.04.2025)

16. Khrulev A.E., Sarayeva I.Y. Expert studies of violations of the operating conditions of automobile engines when using them in aviation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2021. №19. С. 47-53. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.19.0.50-60> (date of access: 10.04.2025)

17. Khrulev A.E., Saraev A.V. Failure mechanisms caused by motor oil degradation and their study as part of expertise of technical condition of gasoline car engines. *The National Transport University Bulletin. Series «Engineering»*. 2021. Vol. 1 (48). P. 302-314. DOI: <https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-1-48-302-314> (date of access: 10.04.2025)

18. Хрулев О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. Вплив відцентрових сил на змащування підшипників колінчастого вала в аварійних режимах роботи двигуна автомобіля. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2021. Том 12. Вип. 2. С. 112-121. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-112-121> (дата звернення: 10.04.2025)

19. Хрулев О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. Технічні та економічні аспекти зношування деталей клапанного механізму в процесі переобладнання бензинового двигуна внутрішнього згорання на газомоторне паливо. *Автомобільний транспорт*. 2020. №47. С. 5-14. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.5> (дата звернення: 10.04.2025)

20. Khrulev A.E., Dmitriev S.A. Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines. *Problems of Friction and Wear*. 2020. №1(86). P. 23-37. DOI: <https://doi.org/10.18372/0370-2197.86.14485> (date of access: 10.04.2025)

21. Хрулев О.Е., Дмитрієв С.О. Розрахункова модель процесу стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2020. №1 (46). С. 416-426. DOI: <https://doi.org/10.33744/2308-6645-2020-1-46-416-426> (дата звернення: 10.04.2025)

22. Хрулев О.Е., Дмитрієв С.О. Особливості моделювання температурного стану впускних клапанів ДВЗ в задачах пошуку причин несправності. *Проблеми тертя та зношування*. 2019. №1 (82). С. 39-51. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(82\).13485](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(82).13485) (дата звернення: 10.04.2025)

Статті у наукових виданнях інших держав

23. Khrulev A. Modeling Work-Flow of the “Cylinder-Piston” Type Devices Using a Universal Thermodynamic Model. *Evolutions Mech Eng*. 2024. 5(4). EME.000618. P. 8. DOI: <https://doi.org/10.31031/EME.2024.05.000618> (date of access: 10.04.2025)

24. Khrulev A. Some Features of Internal Combustion Engine Conversion from Gasoline to Gas by Taking into Account Valve Mechanism Wear. *Evolutions Mech*

Eng. 2023. 4(5). EME.000597. P. 8 DOI: <http://dx.doi.org/10.31031/eme.2023.04.000597> (date of access: 10.04.2025)

25. Khrulev A. Analysis of pneumatic catapult launch system parameters, taking into account engine and UAV characteristics. *Advanced UAV*. Mersin University. 2023. 3 (1). P. 10-24. URL: <https://publish.mersin.edu.tr/index.php/uav/article/view/1045> (date of access: 10.04.2025)

Додаткові апробації роботи

26. Хрулев О. Е. Возможности термодинамического моделирования для исследования процессов в конструкциях типа «цилиндр-поршень». *MPP&O-2024 (Marine Power Plants and Operation)*: мат. V Міжнародної науково-практичної морської конференції, Одеса, 5 жовт. 2024 / Одеський національний морської університет, кафедра СЕУ і ТЕ ННІМФ. Одеса, 2024. С. 7.

27. Khrulev A. Logical method for determining the failures due to engine oil degradation, in tasks of expertise of automotive engine technical condition. *World of scientific research*: Opole, Poland, Issue 25, 14-15 December 2023/WSZIA, Opole, 2023. P. 336-340.

28. Khrulev A. Features of determining the failure causes of car engines due to engine oil degradation. *Modern aspects of modernization of science: status, problems, development trends*: Materials of the 39th International Scientific and Practical Conference. Gothenburg, Sweden. December 7, 2023/ Gothenburg. 2023. P. 412-416.

29. Khrulev A. Simulation of thermal damage to intake valves in automotive engines with valve timing control. *Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу*: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції, 24-25.11.2023, Запоріжжя / ГО «Інститут інноваційної освіти»; Науково-навчальний центр прикладної інформатики НАН України. Запоріжжя: АА Тандем. 2023. С. 202-205.

30. Khrulev A. Local wear mechanism in modern internal combustion engines due to dust centrifugation in intake system. *World of scientific research*: Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 24, 21-22 November 2023, Opole, Poland/WSZIA, Opole, 2023. P. 348-353.

31. Khrulev A. Mathematical modeling of reed valve operation in engines with periodic workflow. *Integration of science as a mechanism of effective development*: Proceeding of the 11th International scientific and practical conference, November 28 - December 01, 2023, Helsinki, Finland/ International Science Group, Helsinki, 2023. P. 389-395.

32. Khrulev A. Valve mechanism wear in gasoline internal combustion engine during conversion to gas. *Innovations and prospects in modern science*: Proceedings of XII International Scientific and Practical Conference, 20-22 November, 2023. Stockholm, Sweden/ SSPG Publish. Stockholm, 2023. P. 193-201.

33. Khrulev A. Modeling of emergency operation mode of car engine due to coolant leak. *Innovative development of science, technology and education*: Proceedings of II International Scientific and Practical Conference, 16-18 November, 2023. Vancouver, Canada / Perfect Publishing, Vancouver, 2023. P. 116-123.

34. Khrulev A. Modeling connecting rod damage due to hydrolock using a finite

element model. *War – Challenges in Modern Science: Abstracts of The 60th International scientific and practical conference, November 16-17, 2023. Ottawa, Canada / Pegas Publishing, Ottawa, 2023. P. 359-363.*

35. Khrulev A. Principles of development and practical application of logical methods in tasks of searching for the failure causes in internal combustion engines. *Scientists and existing problems of human development: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 14-17, 2023, Zagreb, Croatia/ International Science Group, Zagreb, 2023. P. 359-363.*

36. Khrulev A. Local wear mechanism in the modern car engines due to dust centrifugation in inlet system. *Current challenges of science and education: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 13-15, 2023, Berlin, Germany/ MDPC Publishing, Berlin, 2023. P. 21-27.*

37. Khrulev A. Modeling of damage to conrod-piston group during hydrolock in internal combustion engine cylinder. *Modern problems of science, education and society: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 6-8, 2023, Kyiv, Ukraine/ SPC “Sci-conf.com.ua”, Kyiv, 2023. P. 268-275.*

38. Khrulev A. Modeling of local damage to bearings due to engine lubrication system failure. *Modern research in science and education: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 9-11, 2023, Chicago, USA/ BoScience Publisher, Chicago, 2023. P. 206-213.*

39. Khrulev A., Saraiev O. Regularities of piston-side force change in crank mechanism under excessive loads caused by breakage of operating conditions. *Modern Technologies in Automobile Construction, Transport and Specialist Training: Scientific works of the Int. Conference for the Day of the Motorist and Road Worker, October 23-25, 2023, Kharkiv/ KhNADU, Kharkiv, 2023. P. 284-289.*

40. Khrulev A. Modeling of engine with periodic workflow using dimensionless similarity criteria and piston analogy method. *World of scientific research: Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 23, 24 October 2023, Opole, Poland/ WSZIA, Opole, 2023. P. 270-274. URL: <https://www.economy-confer.com.ua/full-article/4861/> (date of access: 10.04.2025)*

41. Хрулев О.Е. Математичне моделювання та аналіз параметрів пневматичної катапультної системи старту з урахуванням характеристик двигуна та безпілотного літального апарата. *XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників; тези доповідей. 5-8 вересня 2023, Харків/ ХАІ, Харків, 2023. С. 55.*

42. Хрулев О.Е., Сараєва І.Ю., Рудаков О.А., Суханов М.Ю. Аналіз застосування методів моделювання в експертних завданнях визначення причин несправностей двигунів автомобіля. *Сучасні технології в автомобіле-будуванні, транспорті та при підготовці фахівців: наук. пр. Міжнар. наук.-практ. та наук.-метод. конф. до Дня автомобіліста та дорожника, 19–21 жовт. 2022 р., Харків /Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т, Харків, 2022. С. 206–208.*

43. Khrulev A., Dmitriev S. ICE Turbochargers Failures and Some Features of the Study of Their Causes Using the Fault Tree Analysis. *The 18th Israeli Symposium on jet engines and gas turbines, November 28, 2019, Haifa, Israel/ Technion, Haifa, 2019. P. 27-28.*

44. Хрулев О.Е. Методика складання і використання історії транспортних засобів при дослідженні їх технічного стану в задачах визначення причин пошкоджень вузлів і агрегатів. *Криміналістика і судова експертиза*. 2020. Vol. 65. С.594-605. DOI: <https://doi.org/10.33994/kndise.2020.65.59> (дата звернення: 10.04.2025)

45. Хрулев О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов А.Н., Себко Д.П. Цифрова діагностика для визначення герметичності камери згоряння двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2020. №18. С. 52-64. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.18.0.52> (дата звернення: 10.04.2025)

46. Хрулев О.Е., Клименко В.Г. Особливості побудови та застосування логічних методів пошуку причин відмов поршневих двигунів внутрішнього згорання в експлуатації. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2020. №7 (167). С. 146-157. DOI: <https://doi.org/10.32620/aktt.2020.7.20> (дата звернення: 10.04.2025)

47. Хрулев О.Е. Моделювання пошкодження шатуна при надходженні рідини в циліндр ДВЗ. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2020. №17. С. 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17.0.5> (дата звернення: 10.04.2025)

48. Хрулев О.Е. Використання логіко-імовірнісних методів для визначення причин відмов турбокомпресорів в експлуатації ДВЗ. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2019. №16. С. 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5> (дата звернення: 10.04.2025)

49. Хрулев О.Е., Дмитрієв С.О. Вплив конструкції системи впуску на центрифугування пилу і зношування деталей сучасних ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2020. №2. С. 73-84. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2020.2.10> (дата звернення: 10.04.2025)

50. Хрулев О.Е., Дмитрієв С.О. Деякі аспекти підвищення вихідних параметрів ДВЗ при модернізації в умовах серійного виробництва. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2019. №1. С. 63-72. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2019.1.10> (дата звернення: 10.04.2025)

51. Хрулев О.Е., Кротов М.В. Вплив порушень у системі змащення на характер пошкодження підшипників ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2018. №1. С. 74–81. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.1.1310> (дата звернення: 10.04.2025)

52. Хрулев О.Е., Кочуренко Ю.В. Методика визначення причини несправності ДВЗ при важких експлуатаційних ушкодженнях. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2017. №1. С. 52–60. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2017.1.10> (дата звернення: 10.04.2025)

53. Хрулев О.Е., Грузинський С.В., Кочуренко Ю.В. Чисельне моделювання і порівняльний аналіз конструктивних схем обладнання з метою підвищення точності обробки клапанних сідел у головках циліндрів ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2016. №1. С. 72–80. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.14> (дата звернення: 10.04.2025)

54. Хрулев О.Е., Кочуренко Ю.В. Проблеми термінології і суб'єктивні фактори в дослідженні порушень ДВЗ та їх роль у правильному визначенні причин

пошкоджень. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2016. №2. С. 107–115. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.2.19> (дата звернення: 10.04.2025)

55. Хрулев О. Застосування інженерних методів при експертному дослідженні і визначенні причин перегріву ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згорання*. 2015. №2. С. 86–95.

АНОТАЦІЯ

Хрулев О.Е. Метод експериментальної оцінки пошкоджень двигунів внутрішнього згорання транспортних засобів. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – «Двигуни та енергетичні установки». Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2025.

У роботі показано, що визначення причини несправності ДВЗ є важким завданням не тільки у зв'язку зі складністю робочих процесів ДВЗ, але і внаслідок значних пошкоджень, деформації деталей, великої кількості уламків у процесі розвитку пошкодження, коли причинно-наслідкові зв'язки між ознаками на деталях і робочими процесами, які викликали ці ознаки, неочевидні. У результаті практично нерідкі випадки помилкового визначення причини несправності, що може вплинути попри всі етапи виробництва та експлуатації двигуна, викликавши як значні економічні втрати та тривалі періоди простою транспортних засобів, а й повторення несправності.

Для вирішення завдання правильного та ефективного визначення причин несправностей наведено загальний підхід до дослідження шляхом аналізу технічного стану основних вузлів та деталей ДВЗ як складної системи. Докладно розглянуто численні причини несправностей, дефектів та пошкоджень двигунів, виконано їх класифікацію, проведено аналіз їх ознак, включаючи не тільки численні види експлуатаційних пошкоджень, а й виробничі дефекти, що виникають при конструюванні, виготовленні та/або збиранні, у тому числі дефекти вторинного (ремонтного) виробництва. Розроблено загальні принципи дослідження та практичного визначення причин несправностей двигунів, у тому числі за допомогою ретроспективного аналізу історії транспортного засобу, що дозволяє встановлювати зв'язок технічного стану двигуна з подіями в його історії та виявляти джерела та моменти початкових пошкоджень.

На основі численних випадків несправностей із практики дослідження технічного стану ДВЗ різних типів докладно проаналізовано основні ознаки різних видів пошкоджень. Розглянуто методики моделювання пошкоджень деталей при несправностях, що найчастіше зустрічаються, включаючи гідроудар в циліндрі при попаданні рідини, неузгодження обертання розподільного і кривошипно-шатунного механізму, порушення змащення, охолодження та інші види пошкоджень. За допомогою поділу виявлених ознак на головні, що підтверджувальні та уточнювальні, а також з використанням даних, отриманих при моделюванні процесів пошкодження, шляхом подальшого синтезу розроблені методики визначення причин несправності, у тому числі при значних пошкодженнях ДВЗ.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, експлуатація, несправність, пошкодження, відмова, моделювання.

ABSTRACT

Khrulev A.E. Method for experimental assessment of damage to internal combustion engines of vehicles. Qualifying scientific work on the right of the Manuscript. The thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.05.03 – "Engines and power plants". Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2025.

The work shows that determining the cause of engine faults is a difficult task, not only due to the complexity of the internal combustion engine's work processes, but also due to significant damage, deformation of parts, large number of debris in damage development process. In that time the cause-and-effect relationships between signs on parts and the workflows causing these symptoms are not obvious. As a result, in practice, there are often cases of erroneous determination of the cause of a fault, which can affect all stages of production and operation of the engine, causing not only significant economic losses and long periods of vehicle downtime, but also a repetition of the fault.

To solve the problem of correct and effective determination of the causes of faults, a general approach to research is presented by analyzing the technical condition of the main units and parts of an internal combustion engine as a complex system. Numerous fault causes, defects and damage to engines are considered in detail, their classification is carried out, an analysis of their signs is carried out, including not only numerous types of operational damage, but also manufacturing defects arising from design, manufacture and/or assembly, including defects in secondary (repair) production. The general principles of research and practical determination of the causes of engine faults have been developed, including with the help of a retrospective analysis of the vehicle history, which makes it possible to establish a connection between the technical state of the engine and events in its history and to identify the sources and moments of initial damage.

On the basis of numerous cases of faults from the practice of studying the technical condition of various types internal combustion engines, the main signs of various types of damage are analyzed in detail. Methods for modeling damage to parts in the most common faults, including hydrolock in cylinder due to liquid entering, breach of rotation of the distribution and crank mechanism, lubrication, cooling and other types of damage are considered. By dividing the revealed signs into the main ones, confirming and clarifying, as well as using the data obtained in the simulation of damage processes, by further synthesis and modelling, simple methods have been developed for determining the causes of the malfunction, including in case of severe damage to the vehicle internal combustion engine.

Keywords: internal combustion engine, operation, fault, damage, failure, modeling.

Підписано до друку 30.06.2025 р. Формат 60 x 84 1/16. Папір мат 130г
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на принтері
Ум. друк. арк. 1,7.
Тираж 100 прим. Ціна договірна

**ВИДАВНИЦТВО:
ТОВ «ФРАНКО ПАК»**

04136, Київ-151, вул. Віктора Некрасова, 1-3
Email: info@frankopak.com, сайт : www.frankopak.com
Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК № 4943 від 23.07.2015 р.

