

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний

(повне найменування інституту, факультету)

Автомобілі

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр


(ступінь вищої освіти)

на тему «ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «КАРТЕРНИЙ ПРОСТІР-
МОТОРНА ОЛИВА» НА МАЩЕННЯ ТРИБОЗ'ЄДНАНЬ КОЛІНЧАСТОГО
ВАЛУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА»

Виконав: студент(ка) VI курсу, групи T-111м

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація) «Колісні та
гусеничні транспортні засоби»


Дмитро МИМОХОД
(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент 
Вадим КУБІЧ
(прізвище та ініціали)

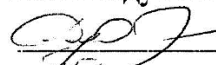
Рецензент
д.т.н., професор 
Олексій КУЗЬКІН
(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Транспортний
Кафедра Автомобілі
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Колісні та гусеничні транспортні засоби
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри «Автомобілі»

 Ольга ДУДАРЕНКО
« 15 » грудня 2022 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Мимоход Дмитру Юрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) «Вплив параметрів системи «картерний простір-моторна олива» на мащення трибоз'єднань колінчастого валу бензинового двигуна», керівник проєкту (роботи) Кубіч В.І., к.т.н., доцент,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затвержені наказом закладу вищої освіти від «28» листопада 2022 року № 405.
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 10.12.2022 р.
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Двигун ВА3-21011, проби моторних оливо AZMOL 15W40 CI-4/SL, EVO 5W40 SN/CF, які попередньо були зістарені картерними газами.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Виконати аналіз результатів попередніх досліджень щодо визначення стану системи «картерний простір-моторна олива». 2. Розглянути аналітичні основи оцінки технічного стану систем вентиляції картера за умовами впливу на показники моторної оливи. Обґрунтувати та обрати методи досліджень. 4. Провести експериментальні дослідження впливу примусово зістарених моторних оливо на трибологічний стан модельних трибоз'єднань, які моделюють роботу підшипників ковзання колінчастого валу двигуна.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація матеріалів випускної магістерської роботи.

РЕФЕРАТ

ПЗ: 86 с., 4 табл., 33 рис., 40 джерел

КАРТЕРНІ ГАЗИ; ВЕНТИЛЯЦІЯ КАРТЕРА; МОТОРНА ОЛИВА;
ВИТРАТА ГАЗІВ; ДИНАМІЧНИЙ КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ; ТЕМПЕРАТУРА;
МАЩЕННЯ; ВИПРОБУВАННЯ

Мета роботи – дослідження впливу збільшення інтенсивності взаємодії картерних газів бензинового двигуна з моторними оливами за різними основами на зміну їх антифрикційних та протизносних властивостей при мащенні трибоз'єднань колінчастого валу.

Об'єкт дослідження – процеси взаємодії елементів системи «картерний простір-моторна олива» з мащенням підшипників ковзання колінчастого валу при відтворенні умов плівкового голодування в зонах тертя.

Предмет дослідження – навантаженість моторних олив газами, що прориваються у картерний простір та закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя, відносного температурного стану від ступінчастого навантаження та зношування зразка модельного трибоз'єднання «диск, що обертається – нерухома колодка» при фізичному моделюванні в ньому режиму плівкового голодування.

Методи дослідження – теоретичні дослідження базувались на системному аналізі раніше отриманих та встановлених результатах, використанні математичного моделювання та здійснення розрахунків, фізичного моделювання процесу навантаження моторних олив у зоні тертя, випробування на зносостійкість; пряма екстраполяція.

Визначено, що стан попередніх досліджень обумовлює необхідність здійснення подальших досліджень по встановленню впливу навантаженості моторних олив газами, які прориваються у картер двигуна з втрачанням ресурсу ЦПГ. При цьому зазначено, що існує можливість керування робочими процесами у системі вентиляції картера двигунів зі значною втратою ресурсу по зазору у трибоз'єднанні «кільце-циліндр».

На основі результатів запроваджено до подальшого наукового розвитку поняття «внутрішня оливна безпека», критерій «ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою».

Запропоновано методичне забезпечення для проведення подальших досліджень триботехнічних параметрів підшипників ковзання колінчастого валу ДВЗ від впливу примусово зістарілих моторних оливок, для яких визначені основні наукові категорії.

Наукова новизна роботи полягає в тому, що:

– запропоновано критерій навантаженості моторної оливи, що визначає інтенсивність навантаження моторної оливи картерними газами I_G^M , $\text{см}^3 \cdot \text{хв}^{-1}$ та попередньо визначені його значення;

– встановлені закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя та відносного температурного стану при ступінчастому навантаженні від 45Н до 570Н мастильних утворень у системі конструкційних матеріалів «40Х-АО20-1» в умовах плівкового голодування, що попередньо були сформовані тертям з компонентів оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL, EVO 5W30 SN/CF з частково втраченими експлуатаційними властивостями від дії картерних газів, тобто примусово зістареними;

– визначені інтенсивності зношування антифрикційного сплаву АО20-1 в умовах прояву захисних властивостей мастильних утворень, що попередньо були сформовані тертям з компонентів оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL, EVO 5W30 SN/CF з частково втраченими експлуатаційними властивостями від дії картерних газів.

Практична цінність результатів роботи полягає в тому, що:

– отримано науково обґрунтовані інформаційні свідчення про прояви антифрикційної та протизносної властивостей мінеральної та синтетичної моторних оливок з втраченими експлуатаційними властивостями на трибологічний стан підшипників ковзання ДВЗ в умовах плівкового голодування;

– аналітичний та графічний вигляд отриманих функціональних залежностей дозволяє проводити прогнозовану оцінку проявів режимів мащення при виході параметра силового навантаження за межі діапазону, який використано у проведених дослідженнях.

Результати дослідження опубліковані у наступних наукових працях:

1. Кубіч В. І., Чернета О. Г., Мимоход Д. Ю. Вплив примусово зістарених моторних олив на трибологічний стан модельного трибоз'єднання / Проблеми тертя та зношування. № 3(96), 2022. К. : НАУ. С. 41–52.

2. Кубіч В. І., Мимоход Д. Ю. Об'єм газів, що прориваються через зазори у ЦПГ ДВЗ та навантаженість моторної оливи. Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 13-а Міжнародна науково-практична конференція, 07-09 вересня 2022 р. Херсон: Херсонська державна морська академія, 2022. С.132–135.

3. Кубіч В. І., Мимоход Д. Ю., Назаренко О. М. Прогнозна оцінка прояву антифрикційної та протизносної властивостей моторних олив підданих взаємодії з картерними газами / Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців " 19-21 жовтня 2022 р. Харків. ХНАДУ. С.185–189.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Аналіз результатів попередніх досліджень щодо визначення стану системи «картерний простір-моторна олива».....	9
1.1 Зміни експлуатаційних показників моторних олив.....	9
1.2 Аналіз конструкцій систем вентиляції картера рядних бензинових ДВЗ.....	15
1.2.1 Загальні відомості про системи вентиляції картера ДВЗ.....	15
1.2.2 Система вентиляції ДВЗ ВАЗ-2111.....	17
1.2.3 Система вентиляції картера двигуна ВАЗ-21213.....	19
1.2.4 Система вентиляції картера двигуна ВАЗ із карбюраторами 2105, 2107 «Озон».....	20
1.2.5 Передумови визначення складових предмету дослідження.....	21
1.3 Технічні рішення у патентних джерелах, що спрямовані до вдосконалення систем вентиляції картера.....	22
1.4 Формулювання основних категорій наукового дослідження.....	33
2 Аналітичні основи оцінки технічного стану систем вентиляції картера за умовами впливу на показники моторної оливи.....	35
2.1 Критерії оцінки за наявності моторної оливи у складі картерних газів	35
2.2 Оцінка за об'ємом газів, що прориваються через зазори у ЦПГ.....	36
2.3 Оцінка за взаємозв'язком витрати картерних газів та поточного напрацювання двигуна.....	40
2.4 Визначення критерію ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою.....	41
2.5 Розрахунок внутрішнього об'єму картера двигуна.....	43
2.6 Визначення інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами.....	46
3 Обґрунтування методів досліджень.....	49
3.1 Загальна характеристика методів моделювання.....	49

3.2 Характеристика триботехнічних методів дослідження.....	49
3.3 Обґрунтування методики визначення впливу моторних олиив зі знизеними показниками властивостей на триботехнічні характеристики підшипників ковзання ДВЗ.....	51
3.4 Опис лабораторного обладнання для проведення триботехнічних випробувань.....	52
4 Експериментальні дослідження впливу примусово зістарених моторних олиив на трибологічний стан модельних трибоз'єднань.....	57
4.1 Трибологічний стан модельного трибоз'єднання, що випробувалось на мінеральній моторній олииві AZMOL 15W40 CI-4/SL	60
4.2 Трибологічний стан модельного трибоз'єднання, що випробувалось на мінеральній моторній олииві EVO 5W40 SN/CF.....	67
4.3 Оцінка зносної складової трибологічного стану модельного трибоз'єднання.....	73
4.4 Прогнозна оцінка прояву антифрикційної та протизносної властивостей моторних олиив, підданих взаємодії з картерними газами	73
Висновки	79
Перелік джерел посилення	82

ВСТУП

Використання за призначенням двигунів внутрішнього згорання безумовно супроводжується зносом елементів конструкції, які лімітують їх ресурс у цілому. К таким елементам слід віднести трибоз'єднання «кільце – циліндр» яке виконує ряд функцій, у тому числі попереджає прорив відпрацьованих газів у картер двигуна. При цьому неминуче протикають фізико-хімічні процеси взаємодії компонентів неповного згорання окислених вуглеводнів з моторною оливою. У наслідок цього моторна олива на ряду з протіканням процесів трибологічного навантаження у зонах тертя втрачає свою здатність виконувати свої функції. Змінюються експлуатаційні показники моторних олив за часом, змінюється зазор у трибоз'єднанні «кільце-циліндр», інтенсифікуються процеси порушення нормального фізико-хімічного зношування поверхонь тертя, збільшується ймовірність виникнення патологічних процесів руйнування поверхневих шарів деталей, що лімітують ресурс роботи двигунів. Особливо важливо враховувати вищенаведене, коли ресурс ЦПГ зменшується, наприклад, його витрачання більше ніж 50%, 75%, 90%, а прорив відпрацьованих газів збільшується за експоненціальним законом, що безумовно впливає на прискорене досягнення основними показниками моторних олив своїх граничних значень. Позначені процеси потрібно враховувати і у подальшому досліджувати з метою напрацювання рекомендацій по керуванню технічною експлуатацією двигунів з підвищеною витратою ресурсу до ремонту, наприклад, в корегуванні термінів заміни моторних олив за різними основами. Тому позначена тема комплексного науково-дослідного дослідження є актуальною та підлягає подальшому розкриттю з використанням аналітичних підходів до складових досліджень.

Магістерське дослідження спрямовано на подальше розкриття взаємозв'язків між складовими системи «моторна олива – відпрацьовуванні газу – вентиляція картера» бензинового двигуна та її впливом на трибологічний стан вузлів тертя, що лімітують ресурс роботи двигуна у

цілому. Наявність встановлених закономірностей зміни параметрів, що характеризують позначені взаємозв'язки, розглядаються як підстава розробки рекомендацій як для обґрунтування заходів оцінки зміни експлуатаційних показників моторних олиив при втрачанні ресурсу ЦПГ ДВЗ, так і заходів забезпечення його експлуатаційної надійності при використанні за призначенням.

Тема роботи пов'язана з науково-дослідною роботою кафедри автомобілів «Конструктивні особливості автомобілів і тракторів та реалізація їх експлуатаційних властивостей при використанні за призначенням» та виконано впродовж розвитку попередньої магістерської роботи Дрібас Д.Е. «Дослідження впливу картерних газів бензинового двигуна на експлуатаційні показники моторних олиив», яку захищено у 2020 навчальному році.

1 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ПОПЕРЕДНІХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ СИСТЕМИ «КАРТЕРНИЙ ПРОСТІР- МОТОРНА ОЛИВА»

1.1 Зміни експлуатаційних показників моторних олив

Питанням оцінки змін експлуатаційних показників моторних олив та їх впливам на технічний стан ДВЗ, у цілому, приділяється значна увага, про що свідчать наукові публікації багатьох дослідників [1–8]. При цьому основний акцент ставиться на встановлення та опис закономірностей змін в'язкості, лужного та кислотного чисел, індексу в'язкості, термоокислювальної стабільності в залежності від багатьох факторів, які визначаються технічним станом ДВЗ, режимами їх роботи та заходами забезпечення їх експлуатаційної надійності.

Так в роботах [1, 2] встановлені кількісні показники впливу доливів на ресурс моторних олив різної базової основи. При цьому встановлено, що об'єм доливів залежить від температури випробування, зі зниженням якої вони уповільнюють процеси окиснення мінеральної оливи, незначно впливають на частково синтетичну оливу і прискорюють ці процеси у синтетичній оливі. В'язкість олив залежить від концентрації продуктів окислення і деструкції в'язкісних присадок, тому зі зниженням температури випробування доливи зменшують в'язкість мінеральної оливи, збільшують її при окисленні частково синтетичних і практично не змінюють її для синтетичної оливи.

В роботі [3] авторами ставиться акцент на тому, що вирішення проблеми ефективного використання моторних олив утруднено через відсутність методичної бази та засобів контролю граничного їх стану в процесі експлуатації ДВЗ, проте існуюча система планово-попереджувальних ремонтів передбачає зміну олив здійснювати за пробігом або напрацюванням в мотогодинах техніки. На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

– застосування комплексного методу контролю працюючих олив, що включає фотометрію, вимірювання в'язкості, визначення протизносних

властивостей та механохімічних процесів, що протікають на фрикційному контакті, дозволяє вимірювати поточні значення стану моторної оливи та коригувати їх ресурс;

– процес старіння синтетичної моторної оливи описується лінійним рівнянням і характеризується утворенням двох видів продуктів різної оптичної щільності, причому нерозчинні продукти викликають вигин залежності коефіцієнта поглинання світлового потоку від пробігу автомобіля. В'язкість досліджуваної оливи при пробігу 8693 км зменшилося на 25%. При зниженні в'язкості працюючої оливи на 20% оливу необхідно замінити, так як збільшуються втрати тертя;

– початкові продукти старіння зменшують в'язкість, а нерозчинні її збільшують, проте протизносні властивості працюючих олив підвищуються протягом усього встановленого нормативного ресурсу.

На фоні досить значущих та цікавих результатів слід відмітити та виділити той факт, що комплекс досліджень, у тому числі й триботехнічні були проведені з пробами практично нового двигуна (пробіг автомобіля від 1046 км до 10292 км). При цьому такий фактор, як стан ЦПГ та прорив відпрацьованих газів на фізико-хімічні процеси між ними та моторною оливою не розглядався та не враховувався.

В роботі [4] наведені дані про те, що на процес старіння моторних олив істотно впливає вид палива, що застосовується в двигуні. Авторами відмічається, що вплив виду та якості палива на старіння оливи органічними домішками особливо чітко проявляється при переведенні бензинового двигуна або дизеля на газоподібне паливо. У цьому випадку забруднення оливи та кількості відкладень зменшується. При рівних потужностях двигунів кількість забруднюючих домішок у дизелях внаслідок підвищеного забруднення оливи сажею до 5 разів більша, ніж у карбюраторних, і в 10–20 разів більше, ніж у газових двигунах.

В роботі [5] акцент досліджень, поставлений на оцінці впливу продуктів окиснення на в'язкісно-температурні характеристики моторних олив. При цьому встановлено, що кінематична в'язкість при окисненні досліджуваних

моторних олів, виміряна при температурі 40 °С, змінюється за параболічним законом, а виміряна за нормальної температури 100 °С зберігає цю тенденцію, але схильна до значних коливань в'язкості, викликаних зміною в'язкості продуктів окислення, проте в'язкість олів при окисленні зменшується порівняно з товарними. Також встановлено, що індекс в'язкості при окисленні досліджених олів збільшується в порівнянні з товарними олівами.

В роботі [6] авторами для синтетичних олів Mobil Super 3000 5W-40 SJ/CF; Mobil 1 New Life 0W-40 SJ/CF встановлені закономірності зміни: коефіцієнта поглинання світлового потоку K_n від часу та температури термостатування; потенційного ресурсу від температури окиснення при величині коефіцієнта поглинання світлового потоку $K_n=0,4$; випаровування моторних олів від часу та температури термостатування; коефіцієнта відносної кінематичної в'язкості від часу та температури термостатування; коефіцієнта відносної кінематичної в'язкості від часу та коефіцієнта поглинання світлового потоку при термостатуванні; коефіцієнта опору окисненню від часу та температури термостатування; коефіцієнта опору окисленню від часу та коефіцієнта поглинання світлового потоку при термостатуванні. На підставі отриманих результатів авторами визначено наступне. Синтетичні моторні оліви, що належать до однієї групи експлуатаційних властивостей SJ/CF, відрізняються за потенційним ресурсом, випаровуваністю, коефіцієнтом опору окисненню, тому організація контролю за якістю моторних олів, що надходять у торговельну мережу, дозволить скоротити номенклатуру олів, а застосування запропонованих показників і засобів контролю розширює інформацію для їх вибору.

В роботі [7] авторами отримані закономірності зміни кінематичної в'язкості, кислотного та лужного чисел, вмісту заліза у моторній оліві G-Proi PSN 40 з підконтрольних двигунів. При цьому слід відзначити, що проби олів відбиралися для досліджень на реальних експлуатаційних напрацюваннях, тобто від 0 до 1500 мотогодин з шагом у 100 мотогодин. За отриманими результатами встановлено, що моторна олива G-Proi PSN 40 на протязі всього терміну

підконтрольної експлуатації в двигунах Caterpillar G 3516 зберігала свою роботоздатність та продемонструвало стабільність усіх фізико-хімічних характеристик, що свідчило про дуже високий рівень його експлуатаційних властивостей.

Питанням прояву можливо подвійної в'язкості моторної оливи присвячена наукова праця [8]. Автор за результатами досліджень встановив, що:

- в'язкість моторної оливи, що знаходиться у вузькому зазорі пари тертя вал-вкладиш підшипника ковзання двигуна та забезпечує граничний режим тертя, залежить від швидкості зсуву, тобто виявляє «неньютонівський» характер течії;

- для моторної оливи необхідно розрізнити в'язкість у великому об'ємі («об'ємну» в'язкість) та в'язкість у пристінному шарі («пристінну» в'язкість), яка має більше значення, що пояснюється виникненням орієнтаційної впорядкованості молекул у граничному мастильному шарі;

- в процесі експлуатації оливи в циркуляційній системі змащування відбувається зростання значень як «об'ємної», так і «пристінної» в'язкості, що пояснюється окисненням оливи та потраплянням до неї незгорілих вуглеводнів;

- шляхом оптимізації інтенсивності поповнення системи циркуляції моторної оливи, а також за рахунок використання поверхнево активних речовин, можна керувати її реологічними характеристиками, що призводить до підвищення надійності роботи суднового дизеля.

Виходячи з наведених результатів автора роботи [8] витікає необхідність до з'ясування характеру прояву мастильних дій мастильних утворень, які формуються і з моторних оливи у бензинових двигунах, безпосередньо на робочих поверхнях таких деталей, як поршневі кільця, циліндр, шийки колінчастого валу (чавунні, сталеві), вкладишів (антифрикційний шар зі сплаву АО20-1). Особливо слід це знати та використовувати при прогнозуванні надійності роботи відповідальних пар тертя за ресурс двигуна

при поточному витрачанні експлуатаційних властивостей моторних оливо при інтенсифікації проривів відпрацьованих газів через трибоз'єднання ЦПГ.

Питанням оцінки змін експлуатаційних показників моторних оливо також присвячені роботи [9–12]. В цих наукових працях пов'язуються процеси параметрів стану картерних газів у двигуні зі змінами властивостей моторних оливо за різними основами. При цьому, запропонований комплексний критерій оцінки експлуатаційного стану моторної оливи з урахування співвідношень поточних кінематичних в'язкостей, кислотного та лужного чисел.

$$E_M = \frac{\gamma_{100}^H \cdot TBN}{\gamma_{100}^T \cdot TAN} = f(\pi_k^m), \quad (1.2)$$

де γ_{100}^H , γ_{100}^T – номінальне і поточне значення кінематичної в'язкості, $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$;

TBN – лужне число, мг КОН/г;

TAN – кислотне число TAN, мг КОН/г.

За результатами експериментальних досліджень з фізичним моделюванням прискореного аерування проб моторних оливо, авторами отримано закономірності зміни комплексного критерію від збільшення прориву відпрацьованих газів, рисунок 1.1 Останнє визначалось за змінами компресії при витрачанні ресурсу до ремонту двигунів ВАЗ-2113 $Vh=1300 \text{ см}^3$.

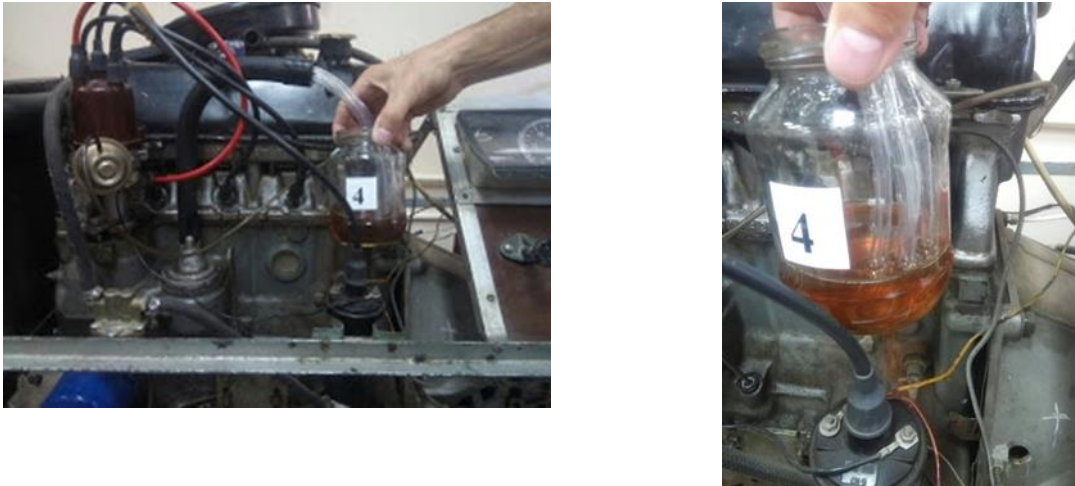


Рисунок 1.1 – Аерування проб моторних олив

Так в роботі [9] попередньо встановлено, що за проявами характеру змін окремих експлуатаційних показників оливи 15W40 та 5W40 схожі між собою, і відрізняються від оливи 10W40. Також визначено, що досліджувані оливи за запропонованим критерієм по втраті експлуатаційних властивостей можуть бути розставлені у наступній послідовності: 5W40; 10W40; 15W40.

Оскільки тематика запропонованих досліджень на цей час не втрачає актуальність, то авторами в наукових працях [9, 12] визначено напрямки подальших досліджень. Такими слід вважати:

– встановлення закономірностей зміни критерію E_M у відповідності з виразом:

$$E_M = f\left(\frac{t \cdot n \cdot p_0}{p_k}\right), \quad (1.2)$$

де t – час взаємодії (час газорідинного обміну), хв;

n – частота обертів колінчастого валу ДВЗ, хв^{-1} ;

p_0 – розрідження на впуску, Па;

p_k – тиск картерних газів, Па.

– визначення впливу хімімотологічного стану оливи отриманих мірних об'ємів на характеристики тертя та зношування у модельних зразках матеріалів деталей групи колінчастого валу двигуна.

В цілому, наведені результати вказують на відсутність критеріїв оцінки характеру взаємодії моторної оливи з картерними газами, тобто, в яких застосовують їх параметри.

Таким чином моторна олива розглянута як *об'єкт дослідження*, а її основні експлуатаційні показники у вигляді встановлених закономірностей їх змін як *предмет дослідження*, який підлягає подальшому розвитку з урахуванням запропонованих підходів.

1.2 Аналіз конструкцій систем вентиляції картера рядних бензинових ДВЗ

1.2.1 Загальні відомості про системи вентиляції картера ДВЗ

Прийнято виділяти два типи систем вентиляції картера автомобільного двигуна [16]:

– відкрита або ежекційна (відпрацьовані гази виводяться назовні безпосередньо з картера за допомогою спеціальної каліброваної ежекторної трубки), принципова схема наведена на рисунку 1.2 а;

–закрита або примусова система вентиляції (PCV – positive crancase ventilation), принципова схема наведена на рисунку 1.2 б.

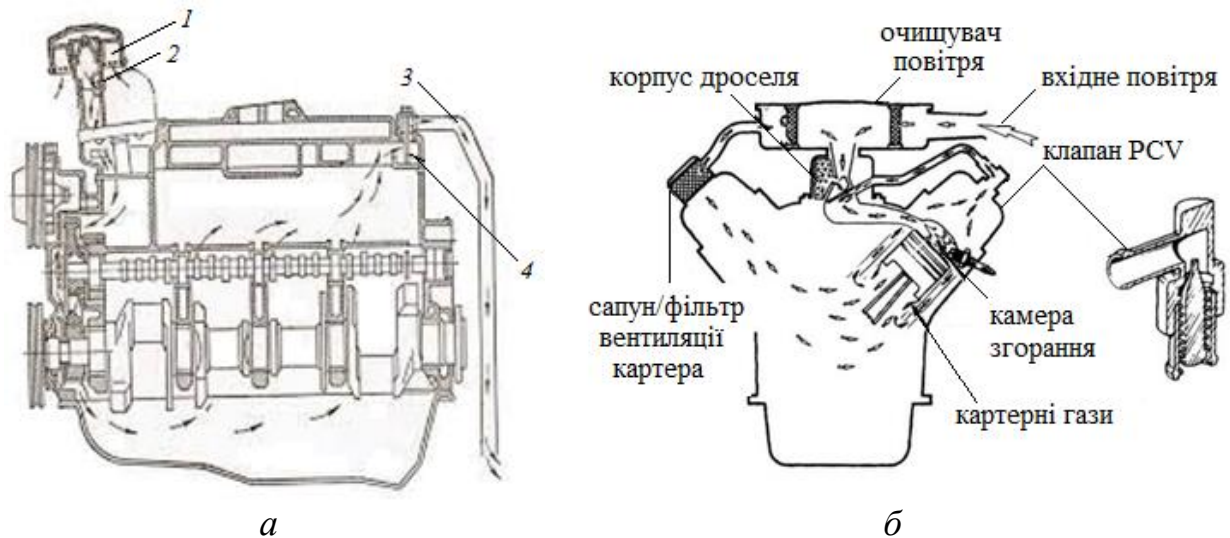


Рисунок 1.2 – Системи вентиляції картера:

a – відкрита: 1 – повітряний фільтр; 2 – сапун; 3 – випускний патрубок;
4 – відокремлювач моторної оливи; *б* – закрита

Відкрита вентиляція картера має низку негативних моментів. Ця система малоефективна під час руху автомобіля на малих швидкостях і абсолютно бездіяльна на нерухомому автомобілі з працюючим на холостих оборотах двигуном, тому що тиск картерних газів мінімальний. Через відкриту систему вентиляції картера при охолодженні сильно розігрітого двигуна можливе підсмоктування не відфільтрованого атмосферного повітря всередину двигуна разом з пилом і водяними парами.

Більш сучасною та ефективною альтернативою відкритій вентиляції картера є закрита (примусова) вентиляційна система.

Однією з ключових деталей такої системи є клапан PCV, що виводить гази, що потрапили в картер двигуна, у впускний колектор з подальшим їх спалюванням в камерах згорання.

Різні автовиробники по-різному реалізують ідею закритого вентиляювання, але в більшості випадків кожна зі схем передбачає наявність тих самих елементів:

– клапана вентиляції (клапан PCV);

– відокремлювача моторної оливи (їх може бути декілька, або внутрішні – в клапанній кришці з лабіринтом і отворами для стоку оливи, або зовнішні – у вигляді окремої конструкції зі стоком оливи безпосередньо в картер) та сполучних патрубків;

– повітряних патрубків, по яких циркулюють гази.

Системи вентиляції картерних газів для бензинових і дизельних моторів мають свої особливості, але в цілому мають схожі конструкції.

Клапан PCV в системі закритої вентиляції картера регулює тиск газів у картері шляхом їх перепуску у впускний колектор і підтримує розрідження у впускному колекторі.

Відокремлювач моторної оливи перешкоджає проникненню парів оливи в камеру згорання. Сучасні мотори обладнуються складною системою відокремлювачів моторної оливи. Так, наприклад, відокремлювач моторної оливи лабіринтного типу сприяє уповільненню руху газів з картера. Це забезпечує осідання маслянистих крапель на стіни і подальше їхнє стікання в картер або під клапанну кришку. У деяких сучасних двигунах подальше очищення оливи від картерних газів відбувається за допомогою відцентрового відокремлювача моторної оливи, який надає газам, що відпрацювали, обертання. Під впливом відцентрової сили частинки оливи затримуються на стінках і потім стікають у картер. Остаточне очищення оливи від вихлопних газів проводиться у вихідному лабіринтному заспокоювачі.

1.2.2 Система вентиляції ДВЗ ВАЗ-2111

Система вентиляції картера двигуна ВАЗ-2111 автомобілів ВАЗ 2108, 2109, 21099 із упорскуванням палива призначена для ефективного видалення газів з його картера та допалювання їх у камерах згорання. В результаті знижується викид в атмосферу шкідливих речовин, рисунок 1.3 [13].

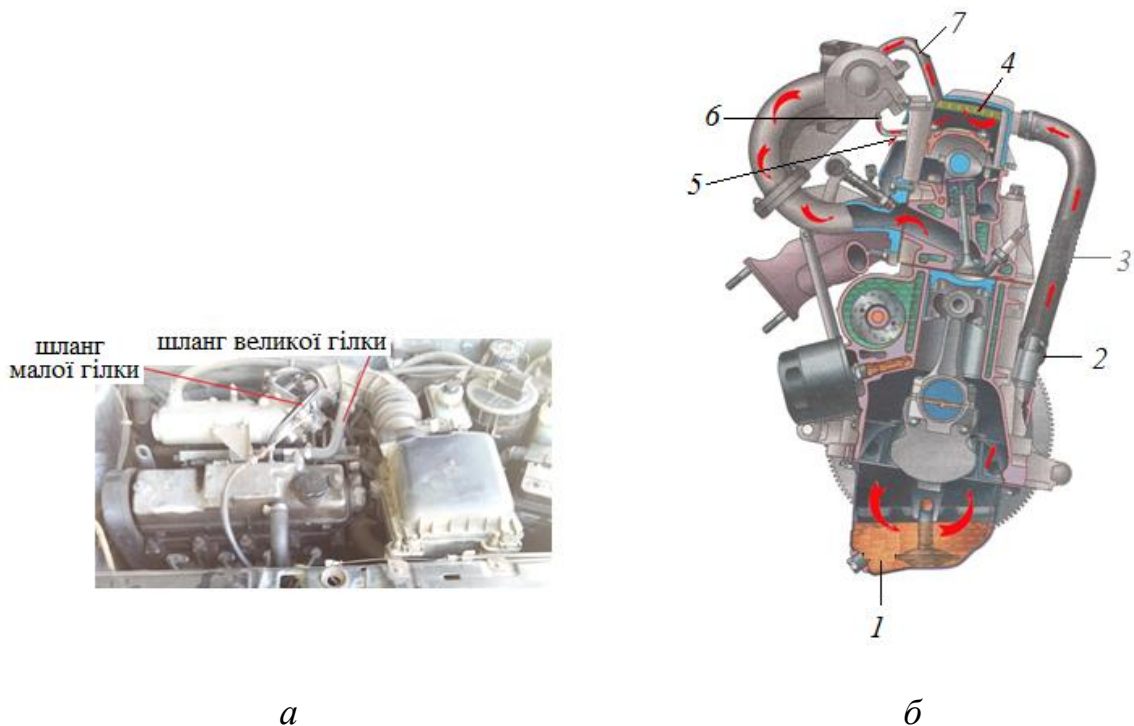


Рисунок 1.3 – Елементи системи вентиляції картера ВАЗ-2111:
а – вид зверху; *б* – поперечний перетин двигуна: *1* – картер двигуна;
2 – сапун; *3* – шланг від сапуна до патрубку клапанної кришки;
4 – відокремлювач моторної оливи під клапанною кришкою; *5* – тонкий шланг від клапанної кришки до штуцера з жиклером блоку дросельної заслінки; *6* – штуцер з жиклером на блоці дросельної заслінки;
7 – шланг від клапанної кришки у впускний колектор

Порядок роботи системи вентиляції картера двигуна ВАЗ-2111 полягає в тому, що на холостому ходу при закритій дросельній заслінці картерні гази під дією високого розрідження засмоктуються через сапун, його шланг під клапанну кришку на відокремлювач моторної оливи. Далі, під дією того ж розрідження, через тонкий шланг від клапанної кришки на штуцер з жиклером в дросельний вузол, під дросельну заслінку і далі в камери згорання (мала гілка). Жиклер обмежує кількість картерних газів, що надходять на холостому ходу, оскільки може порушитись нормальна робота на цьому режимі.

На робочих і потужних режимах, коли дросельна заслінка відкрита і потрібна ефективніша вентиляція картера, картерні гази надходять також

через сапун, його шланг, на відокремлювач моторної оливи під клапанною кришкою двигуна. І далі вже засмоктуються через товстий шланг від клапанної кришки у впускну трубу до дросельного вузла (велика гілка). Через тонкий шланг картерні газы практично не йдуть, тому що при відкритій дросельній заслінці розрідження за нею сильно падає.

1.2.3 Система вентиляції картера двигуна ВАЗ-21213

Система вентиляції картерних газів двигуна 21213 (1,7 л) з карбюратором 21073 Солекс складається з великої та малої гілок. Через велику та малу гілку газы видаляються при підвищених навантаженнях, при невисоких навантаженнях (холостий перебіг) видалення газів відбувається через малу гілку, рисунок 1.4 [14].

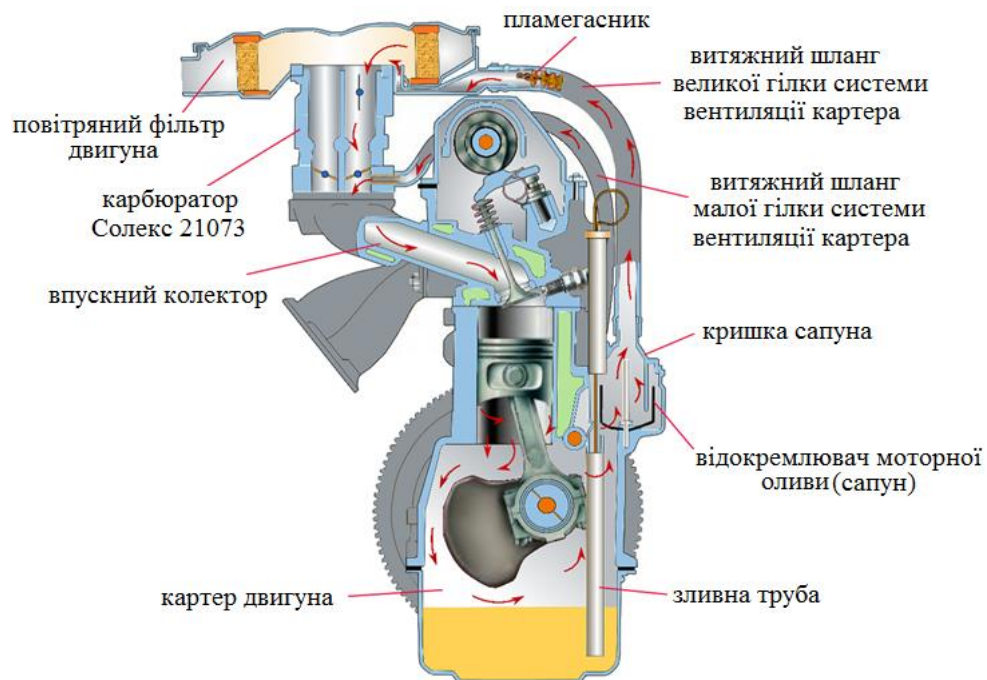


Рисунок 1.4 – Елементи системи вентиляції картера ВАЗ-21213

Порядок роботи системи вентиляції картера двигуна ВАЗ-21213 полягає в наступному.

Під впливом розрідження, що виникає в корпусі повітряного фільтра при відкритих дросельних заслінках та високих оборотах колінчастого валу

двигуна, картерні гази висмоктуються з картера двигуна і примусово подаються через сапун та шланг вентиляції в порожнину повітряного фільтра після фільтруючого елемента. При цьому, працює велика гілка системи вентиляції. Через малу гілку відбувається додаткове видалення.

При роботі двигуна на холостому ході або з невеликими навантаженнями дросельні заслінки або закриті, або злегка прочинені, розрідження в корпусі повітряного фільтра дуже мало і вентиляція через велику гілку відбувається мляво, а під закритими дросельними заслінками розрідження досить велике. Тому витяжка газів відбувається через малу гілку вентиляції картера, під дросельну заслінку. Гази в такому випадку проходять лише через малий калібрований отвір у штуцері на карбюраторі, таким чином запобігає нестійкій роботі двигуна на холостому ході через надмірне «підсмоктування» зайвого повітря в карбюратор.

1.2.4 Система вентиляції картера двигуна ВАЗ із карбюраторами 2105, 2107 «Озон»

Система вентиляції картерних газів двигунів з карбюраторами 2105, 2107 «Озон» та їх модифікаціями складається з великої та малої гілок. Через велику і малу гілки гази видаляються при підвищених навантаженнях, через корпус повітряного фільтра і карбюратор, при невисоких навантаженнях видалення відбувається через малу гілку, карбюратор, і далі – в задросельний простір, рисунок 1.5 [15].

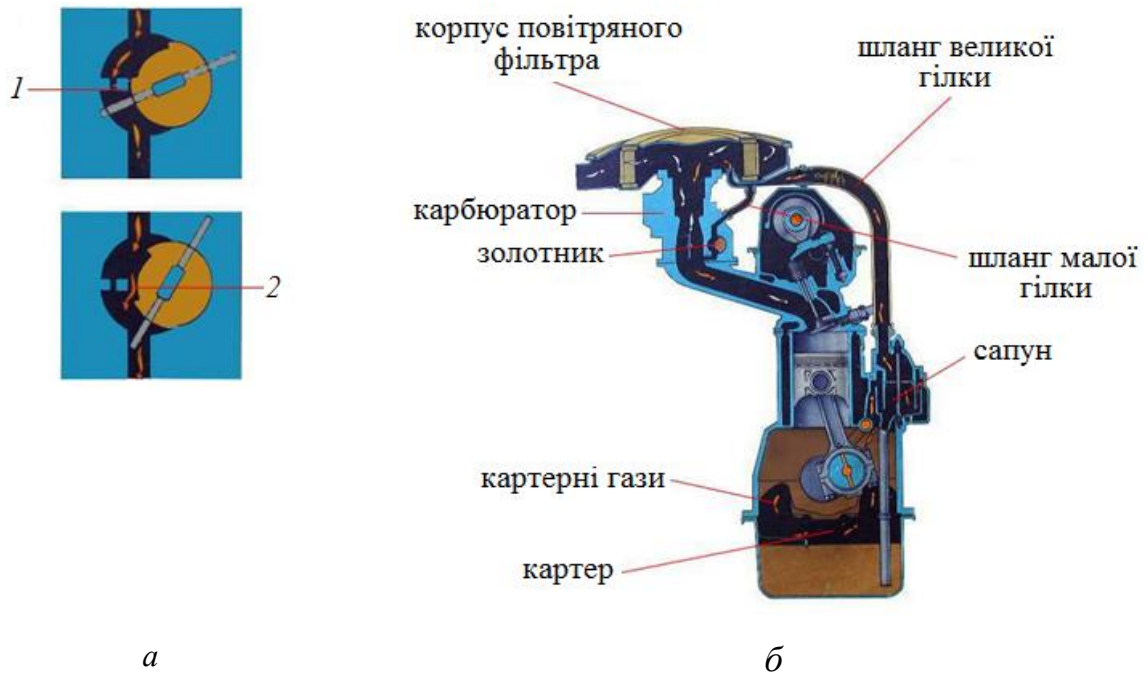


Рисунок 1.5 – Елементи системи вентиляції картера ВАЗ з карбюраторами 2105, 2107 «Озон»: *а* – робота золотника: *1* – золотник перекриває додатковий отвір, дросельна заслінка зачинена; *2* – золотник відкриває додатковий отвір, дросельна заслінка відкривається; *б* – робота системи вентиляції

Порядок роботи системи вентиляції картера двигуна ВАЗ-2111 аналогічний до попередніх двигунів. Додатковим конструктивним доповненням є золотник, що входить до малої гілки вентиляції.

Золотник, що знаходиться на осі дросельної заслінки першої камери, всередині корпусу карбюратора, збільшує прохідний отвір для проходження картерних газів у міру відкриття дросельної заслінки та обертання її осі.

1.2.5 Передумови визначення складових предмету дослідження

Аналіз наведених конструкцій систем вентиляції картера дає можливість визначити наступне.

По-перше, існують три основні об'єми, в яких здійснюється рух картерних газів:

- об'єм порожнечі великої гілки примусового руху картерних газів;

- об'єм порожнечі малих гілок примусового руху картерних газів;
- об'єм порожнечі між площиною, яка визначає рівень моторної оливи у піддоні, бічними стінками блок-картеру двигуна та об'ємами циліндрів (при знаходженні поршнів у верхніх мертвих точках).

По-друге, ефективність відведення картерних газів визначається, з одного боку, величиною розрідження у впускному тракті, з іншого боку, надлишковим тиском, який створюється у порожнечі картера газами, що прориваються, через зазор «кільце-циліндр» на такті робочого ходу поршнів.

По-третє, інтенсивність взаємодії парів моторної оливи з робочими газами, які прориваються у картер через зазор «кільце-циліндр», та призводить до зниження експлуатаційних показників моторних олив визначається швидкістю їх відведення та спрямованістю до великої гілки циркуляції через відокремлювач моторної оливи. При цьому, допустимий деякий опір руху картерних газів на виході з картеру збільшує ймовірність протікання фізико-хімічних процесів між компонентами моторних олив та продуктами горіння паливоповітряної суміші у циліндрах двигуна.

Таким чином, пропонується вважати, що однією із складових частин предмету дослідження є внутрішній об'єм блок-картеру двигуна та його піддон, у яких кількість моторної оливи та її парів постійна, а об'єм газів для газодинамічного впливу на експлуатаційний стан моторної оливи – змінний.

Виходячи з розглянутого у розділі 2 слід вважати, що об'єктом дослідження є система вентиляції картера ДВЗ, яка може потребувати обґрунтованого технічного дообладнання з метою підвищення надійності її роботи при зношуванні деталей ЦПГ.

1.3 Технічні рішення у патентних джерелах, що спрямовані до вдосконалення систем вентиляції картера

Роботоздатність систем вентиляції картера визначається наступними характеристиками [17]:

- ефективність, тобто здатність системи найбільш повно осаджувати моторну оливу, якою насичуються картерні гази;
- справність, тобто здатність забезпечувати задані параметри та герметичність системи;
- навантаженість, що визначається фактичною кількістю оливи, яка надходить на вхід у систему з картерними газами за одиницю часу, та співвідношенням оливи до кількості картерних газів.

З погляду на аспект необхідності зниження інтенсивності насичення моторної оливи, яка підчас піддається аерації продуктами неповного горіння паливо-повітряної суміші, слід визначити ще одну характеристику. Під нею пропонується вважати *«внутрішня оливна безпека»*.

При оцінці стану наведених питань у запропонованих технічних рішеннях, які викладено у патентних джерелах [17–25] визначено наступне.

Інженерно-технічна думка спрямована на наступне.

1. Пропоновані рішення, які спрямовані на усунення недостатньої ефективності вентиляції картера при роботі ДВЗ на режимі холостих обертів [18]. Це досягається за рахунок того, що послідовно до випускного трубопроводу відпрацьованих газів герметично підключений ежектор, що має секції та сопла, останні мають форму зрізаного конуса і розташовані так, що діаметральні розміри кожного сопла збільшуються від входу до виходу, рисунок 1.6. При цьому секції через вакуумну порожнину з'єднані герметично з картерним простором двигуна трубопроводом, а через сопло з фланцем та трубопровід – з глушником шуму відпрацьованих газів.

Процес автоматичної підтримки атмосферного тиску в картерному просторі 7 працюючого двигуна досягається за рахунок компенсації очищеного повітря, що надходить, через фільтр 24 і трубопровід 25.

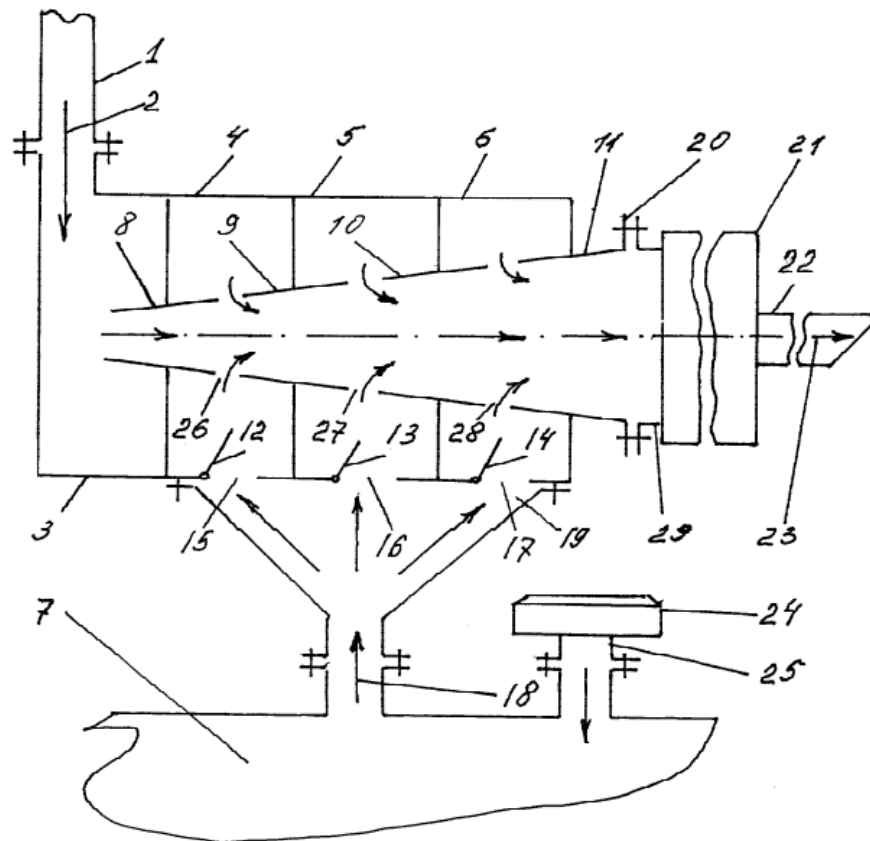


Рисунок 1.6 – Пристрій відкритої системи вентиляції картера:

- 1 – випускний трубопровід; 2 – напрямок руху газів; 3 – ежектор;
 4, 5, 6 – секції; 7 – картерний простір; 8, 9, 10, 11 – сопла;
 12, 13, 14 – клапани; 15, 16, 17 – вікна; 18 – напрямок руху паливо-паро-газо-повітряної суміші; 19 – вакуумна порожнеча; 20 – фланець;
 21 – глушник шуму; 22 – випускна труба; 23 – напрямок руху суміші, яка складається з відпрацьованих газів та паливо-паро-газо-повітряної суміші;
 24 – фільтр очищення повітря; 25, 29 – трубопроводи;
 26, 27, 28 – зазори

Якщо цього буде недостатньо і розрідження в просторі картерному 7 почне збільшуватися, то стулчасті клапани 12, 13, 14 почнуть автоматично закриватися, починаючи з сопла 11 секції 6 (сопло, що має найбільший діаметр), оскільки тиск у секції 6 стає меншим, ніж у секціях 4 та 5 секціях. При збільшенні тиску в картерному просторі 7 відбудеться почергове

автоматичне відкриття (почергове) стулчастих клапанів, а отже, збільшиться розрідження.

2. Є запропоновані рішення, які спрямовані на підвищення екологічної безпеки системи вентиляції за рахунок [19]:

- зниження токсичності викидів автомобіля;
- очищення моторної оливи автомобіля;
- зниження рівня забруднення системи впуску повітря автомобіля.

Це досягається за рахунок того, що:

- рідкі фракції та їх пари, що містяться в картерних газах, не викидаються в атмосферу, а збираються для утилізації;
- рідкі фракції, що є в картерних газах, не потрапляють в оливу, а під дією розрідження на вході повітряного фільтра безперервно виводяться з картера;
- картерні гази перед надходженням до системи впуску повітря очищаються від рідких домішок та його парів.

Пропонована система вентиляції картера відноситься до примусової вентиляції. Основна її відмінність полягає в тому, що продукти очищення картерних газів не повертаються в картер і двигун, а збираються в окрему ємність для подальшої утилізації, рисунок 1.7.

Основним вузлом даної системи є сильфон 5, що є теплообмінником, що складається з мембран, що мають один отвір, розташований безпосередньо біля зовнішнього контуру мембрани. Мембрани з'єднуються один з одним за внутрішніми та зовнішніми контурами. При цьому кожен наступний гофр сильфона, утворений з двох мембран, розташовується так, що його внутрішній отвір діаметрально протилежний отвору попереднього гофра. З двигуна автомобіля 1 без попереднього очищення по шлангу через 2 через вхідний штуцер 7, приєднаний до сильфону, картерні гази надходять у сильфон. Зважаючи на те, що відстань між мембранами невелика (не

більше 3 мм), а шлях проходження газом теплообмінника є лабіринтним, зважені в газі частинки рідини осаджуються на стінках мембран.

Видалення із сільфону рідини значною мірою сприяють гази, які безперервно проходять через нього. Бензин, що міститься в картерних газах розчиняє тверді відкладення. Очищені гази та невелика кількість рідини з вихідній ємності через штуцер надходять по шлангу 4 у відбивач води 11, який встановлений безпосередньо біля входу системи повітряного фільтра автомобіля.

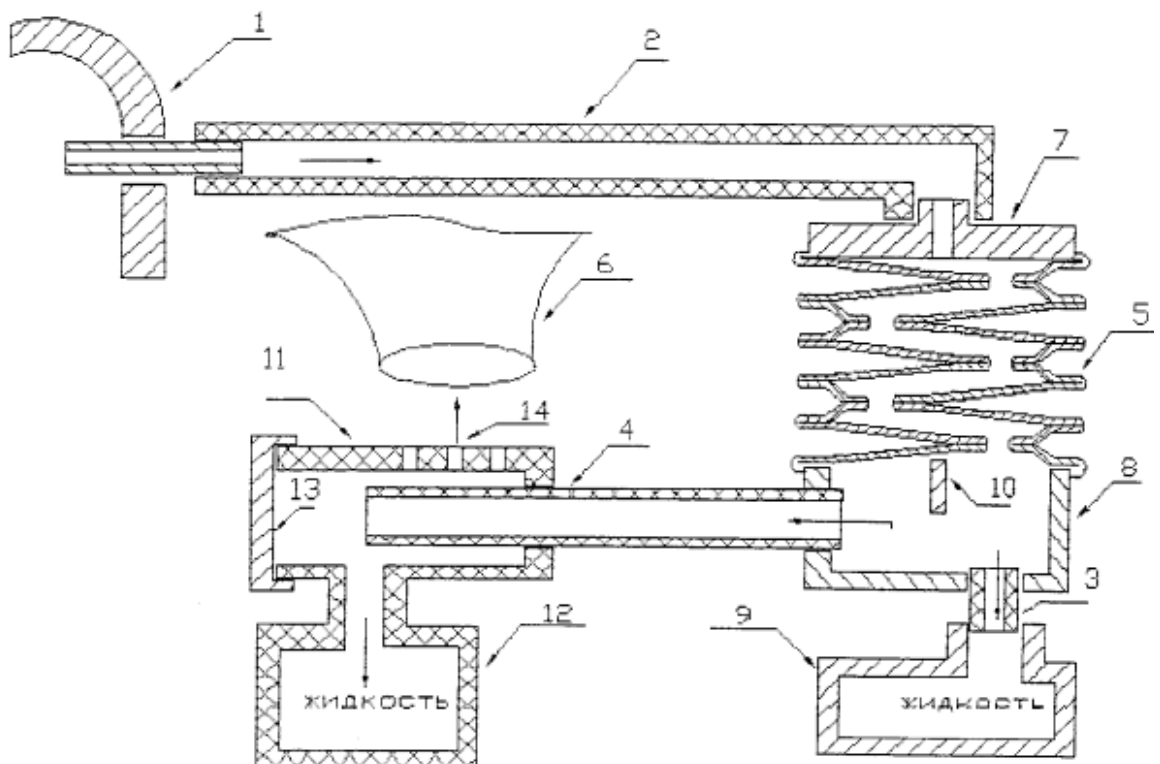


Рисунок 1.7 – Система вентиляції картера з сільфоном:

1 – ДВЗ; 2, 3, 4 – шланг; 5 – сільфон; 6 – повітряний фільтр; 7 – вхідний штуцер; 8 – вихідна ємність; 9, 12 – ємність для збору рідини; 10 – перегородка; 11 – відбивач води; 13 – кришка; 14 – отвори

Відбивач води є циліндричною трубкою, до якої приварена невелика ємність 12 для збирання рідини. При цьому один кінець трубки закривається кришкою 13, а в іншому виконаний вхід для установки шланга 4. Шланг встановлюється безпосередньо над ємністю для збору рідини 12. У частині

трубки, зверненої до входу системи повітряного фільтра, відбивач води має ряд отворів 14. Гази через отвори потрапляють на вхід повітряного приймача фільтра 6 і далі під впливом розрідження, створюваного двигуном, через повітряний фільтр потрапляють у дросельне місце двигуна автомобіля. Рідина що потрапляє у відбивач води стікає в ємність для збирання рідини 12.

3. Запропоновані рішення, які спрямовані на усунення можливості виводу оливи і туману з оливи через клапан PCV, що можливо при визначених умовах роботи двигуна [20, 21]. Так у патенті США №4,515,137 на шляху вентиляції передбачено обмеження потоку для обмеження кількості оливи, виведеної через випаровування шляхом вентиляції в двигун. Олива осаджується з випарів, коли випаровування стикаються з перешкодою. Однак це рішення має недоліки, які проявляються коли бічна або відцентрове навантаження на двигун стає вище порогового рівня. При цьому олива, яка акумулюється у голівки блоку циліндра може потрапити у гілку вентиляції. Усунути це пропонується застосуванням активації механічно керованого клапану, рисунок 1.8.

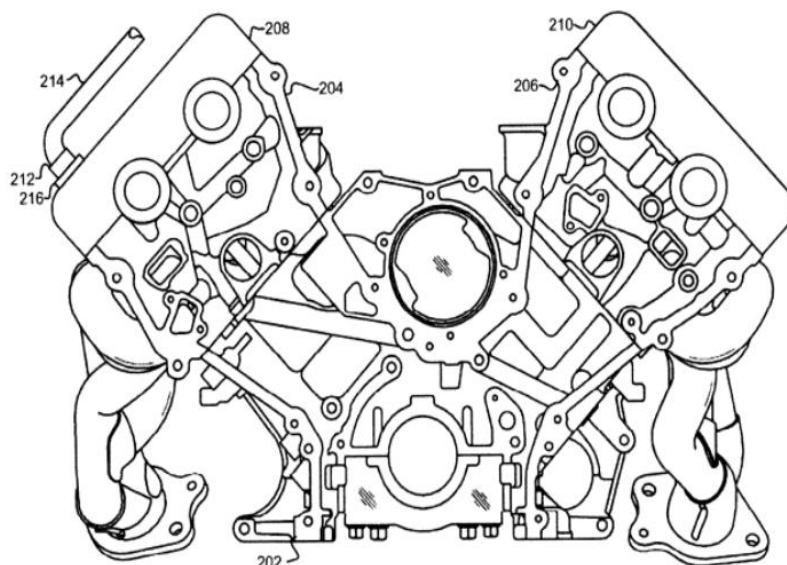


Рисунок 1.8 – Система вентиляції з механічно керованим клапаном PCV:

214 – трубопровід PCV; 212 – клапан PCV; 216 – клапан PCV бічного навантаження

При цьому, механічно керований клапан активується, коли бічне або відцентрове навантаження на двигун стає вище порогового рівня, а після активації обмежує потік з картера двигуна в канал PCV. Закриваючи клапан при більш високому бічному та відцентровому впливі, можливо обмежити потік між картером двигуна та системою впуску, в результаті чого менше оливи потрапляє в систему впуску двигуна. В одному прикладі клапан має заслінку, яка з'єднана із шарніром. Завдяки шарніру заслінка реагує на бічні і доцентрові сили, що діють на двигун. Наприклад, якщо в ході маневру на двигун виявляється граничний вплив бічної сили, клапан закривається і обмежує потік випарів та рідкої оливи на шляху примусової вентиляції картера. Отже, знижуються вихлопи двигуна та споживання оливи.

Шлях примусової вентиляції картера складається з трубопроводу 214 PCV, клапана 212 PCV, клапана 216 PCV бічного навантаження. Клапан, обмежуючий потік картерних випарів може бути розташований протягом каналу PCV. Клапан, що обмежує потік картерних випарів, може мати плече з обтяженням, з'єднане з шарніром клапана, що обмежує потік картерних випарів. При цьому шарнір дозволяє плечу з обтяженням виконувати бокові рухи і обмежує рухи вперед і назад. Такий клапан може бути розташований не тільки зовні у трубопроводі, але й всередині двигуна.

4. Запропоновано технічне рішення, яке спрямоване на усунення значної навантаженості системи вентиляції у разі підвищення витрати картерних газів або підвищення закидання моторної оливи за певних умов роботи двигуна [22]. Рішення містить напрямний екран 1, велику та малу стінку, відповідно 2 і 3, які встановлені в порожнині між картером маховика 4 блоком циліндрів, рисунок 1.9. Стінки 2 та 3 виконані таким чином, щоб між ними сформувався канал зв'язку 5. Велика стінка 2 виконана з вигином 6 і має виконаний в ньому отвір 7 для зливу осадженої оливи. Екран 1 закріплений гвинтом 8.

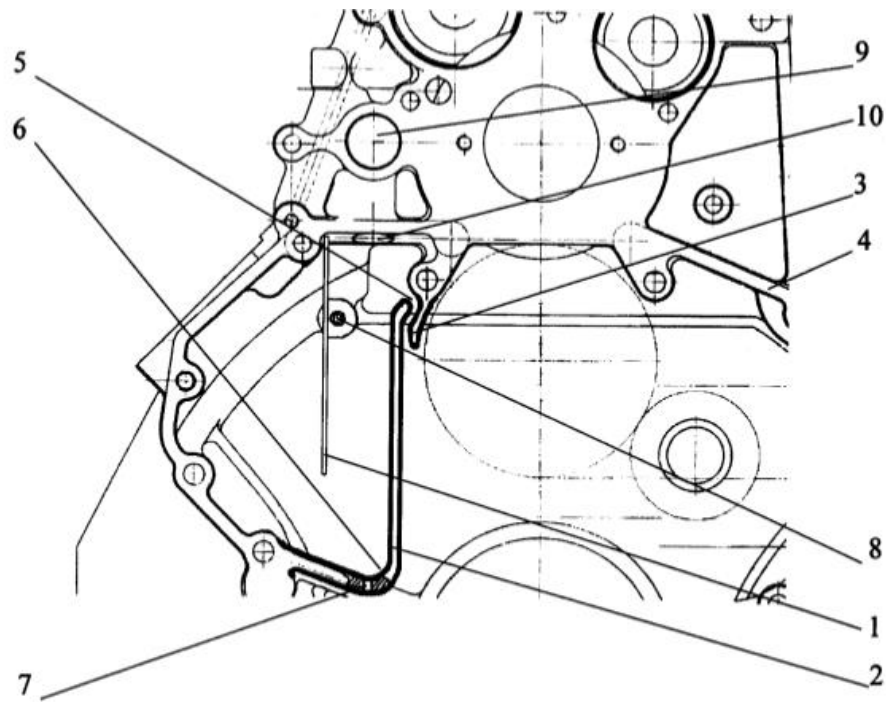


Рисунок 1.9 – Система вентиляції з напрямним екраном:

1 – екран; 2 – велика стінка; 3 – мала стінка; 4 – картер маховика;
5 – канал газового зв'язку; 6 – вигін; 7, 10 – отвір; 8 – гвинт

Потік картерних газів із моторною оливою по трубці вентиляції картера потрапляє в порожнину отвору 9 картера маховика, потім до отвору 10, виконаному під ухилом до поверхні блоку циліндрів, прямує в порожнину пристрою, де на поверхні великої стінки 2 і стінці блоку циліндрів відбувається оливоосадження. Осаджена олива зливається в двигун через отвір 7. Екран 1 спрямовує потік, не даючи йому йти коротким шляхом у напрямку вікна оливозаливної горловини, на якій розміщується вхід у систему вентиляції картера. Канал зв'язку 5 між великою стінкою 2 і малою стінкою 3 забезпечує роботу пристрою при кренах та деферентах двигуна. При нахилах двигуна він використовується як канал, виконує функцію каналу газового зв'язку пристрою з порожниною картера маховика, необмеженої контуром устрою, так як у цю порожнину також можуть потрапляти картерні гази за таких умов роботи двигуна.

5. Існує спосіб вентиляції картера двигуна з турбонаддувом [23, 24], який складається з шлангів великого перетину, що сполучають картер двигуна з кришкою головки блоку циліндрів і системою подачі повітря в двигун, клапана регулювання тиску і сепаратора оливи. При цьому забезпечується відсмоктування з картера двигуна внутрішнього згорання з турбонаддувом картерних газів і парів палива у впускний трубопровід двигуна, чим виключається підвищення тиску в картері відпрацьованих газів і викид їх в атмосферу. Цей спосіб має наступні недоліки: постійне засмічення трубопроводу відведення картерних газів, їх недостатня фільтрація та підвищений вміст шкідливих речовин. Потрапляючи до камери згорання картерні гази підвищують концентрацію CO, CO₂, CH₄, NO_x та інших хімічних сполук, зменшують вміст кисню в повітрі, що подається. При цьому підвищується температура повітря, яке збільшується в об'ємі, що в результаті зменшує його масову подачу. Вищенаведене негативно позначається на повноті згорання палива, і як наслідок, на тягово-швидкісних, економічних та екологічних показниках роботи двигуна внутрішнього згорання з турбонаддувом. При цьому недоліками прототипу є: неможливість плавного та точного регулювання перерізу трубопроводу в процесі роботи через його постійне засмічення й недостатню фільтрацію. З часом в системі вентиляції картера двигуна накопичуються смолянисті відкладення, що ускладнює підведення картерних газів в циліндри двигуна для спалювання. Через це тиск газів усередині двигуна підвищується і надлишковим тиском видавлюється олива через ущільнення. Тому запропоноване примусове охолодження та наступна часткова фільтрація картерних газів яка здійснюється при проходженні через пристрій «фільтр-радіатор», рисунок 1.10 [25].

Проходячи через фільтр-радіатор 3, картерні гази попередньо очищуються від парів моторної оливи, примусово охолоджуються та

частково фільтруються, після чого поступають у верхню частину основного трубопроводу 4.

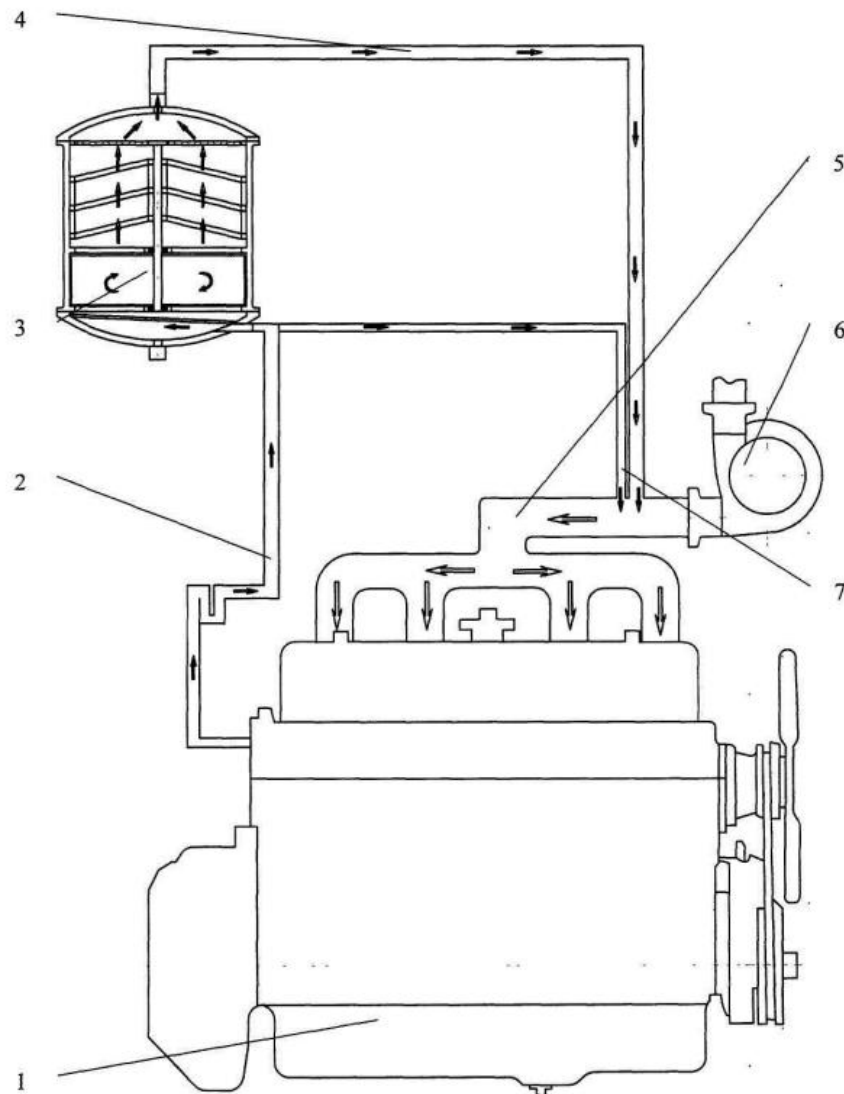


Рисунок 1.10 – Система вентиляції з фільтром-радіатором:

1 – картер двигуна; 2, 4 – трубопроводи; 3 – фільтр-радіатор;

5 – впускний колектор; 6 – турбокомпресор;

7 – додатковий трубопровід меншого діаметру

Далі картерні гази надходять до впускного колектору 5, де перемішуються з чистим повітрям, що нагнітається турбонаддувом 6, створюючи різницю тисків в картері двигуна 1 та впускному колекторі 5, яка залежить від обертів двигуна. При збільшенні обертів двигуна внутрішнього

згорання збільшується подача чистого повітря турбонаддувом 6 у впускний колектор 5, що забезпечує інтенсивне примусове відсмоктування охолоджених та частково очищених картерних газів з основного трубопроводу 4. В впускному колекторі 5 картерні гази перемішуються з чистим повітрям та відводяться на допалювання у циліндри двигуна. В разі зменшення пропускної здатності частин основного трубопроводу 2, 4 передбачено додатковий трубопровід меншого діаметру 7.

Виходячи з наведеного можливо зазначити наступне.

По-перше, існує цілий ряд різноманітних технічних рішень, використання яких значно впливають на робочі процеси у системі вентиляції картера двигуна, поліпшуючі при цьому зазначені вище характеристики.

По-друге, комплексне використання зазначених підходів може бути корисним для застосування при керуванні робочими процесами у системі вентиляції картера двигунів з значною втратою ресурсу по зазору у трибоз'єднанні «кільце-циліндр», коли буде мати місце *«внутрішня оливна небезпека»*.

Таким чином, на підставі здійсненого аналізу складових системи «моторна олива – картерний простір – система вентиляції картера» слід вважати, що обраний напрямок магістерського дослідження представляється актуальним. Це визначається тим, що мають місце причинно-наслідкові зв'язки між впливом газів, що прориваються скрізь зазори ЦПГ, обумовлюючи тим самим ступінь навантаженості системи вентиляції картера двигуна. Ефективність роботи останньої безумовно впливає на напруженість протікання гідрогазохімічних процесів між молекулами моторних олив та продуктами неповного горіння паливноповітряної суміші, які містяться у відпрацьованих газах, що прориваються у картер двигуна. Стан моторних олив за різними основами зі зниженими експлуатаційними характеристиками і, відповідно, властивостями, безумовно вплине на трибологічний стан у вузлах тертя – у підшипниках колінчастого валу, у

трибоз'єднаннях деталей ЦПГ. При цьому трибологічний стан позначених вузлів тертя буде визначатися процесами мащення та параметрами силового і швидкісного навантаження мастильних шарів на поверхнях тертя, які поточно будуть створюватися із моторних олив з втраченими властивостями. Виходячи з наведеного вище стає можливим сформулювати основні складові магістерського дослідження.

1.4 Формулювання основних категорій наукового дослідження

Мета дослідження – дослідження впливу збільшення інтенсивності взаємодії картерних газів бензинового двигуна з моторними оливами за різними основами на зміну їх антифрикційних та протизносних властивостей при мащенні трибоз'єднань колінчастого валу.

Об'єкт дослідження – процеси взаємодії елементів системи «картерний простір-моторна олива» з мащенням підшипників ковзання колінчастого валу при відтворенні умов плівкового голодування в зонах тертя.

Предмет дослідження – навантаженість моторних олив газами, що прориваються у картерний простір та закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя, відносного температурного стану від ступінчастого навантаження та зношування зразка модельного трибоз'єднання «диск, що обертається – нерухома колодка» при фізичному моделюванні в ньому режиму плівкового голодування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити та проаналізувати критерії оцінки технічного стану системи вентиляції картера бензинового двигуна;
- визначити критерії ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою у картерному просторі двигуна;
- визначити параметри щодо аналітичної оцінки інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами;
- визначити обладнання проведення випробувань зразків-олив, які попередньо були піддані взаємодії з картерними газами;

- здійснити фізичне моделювання тертя між дослідними зразками на обраному обладнанні;
- отримати статистичні дані щодо параметрів, які визначають антифрикційні та протизносні властивості моторних олиव;
- визначити вплив діапазону ступінчастого навантаження на зміну динамічного коефіцієнта тертя, температурного стану при моделюванні умов взаємодії між поверхнями тертя (при подачі моторної оливи та без подачі моторної оливи).

Методи дослідження: аналіз джерел інформації, фізичне моделювання; випробування на зносостійкість; зважування зразків; обробка результатів експериментальних досліджень за допомогою методів математичної статистики.

2 АНАЛІТИЧНІ ОСНОВИ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ КАРТЕРА ЗА УМОВАМИ ВПЛИВУ НА ПОКАЗНИКИ МОТОРНОЇ ОЛИВИ

2.1 Критерії оцінки за наявності моторної оливи у складі картерних газів

У відповідності з роботою [26] для оцінки технічного стану системи вентиляції розглядаються наступні критерії.

1. Витрата моторної оливи, яка безпосередньо потрапляє у систему вентиляції, г/хв:

$$G_n = G_y + G_0 = \frac{m_y + m_0}{t}, \quad (2.1)$$

де G_y , G_0 – витрата унесеної та осадженої моторної оливи оливовідокремлювачем, г/хв;

m_0 – маса відокремленої оливи (оливи, яка зливається з оливовідокремлювача), г;

m_y – маса унесеної оливи (оливи, яка осіла у фільтрі) за час виміру, г;

t – фактичний час виміру, с.

2. Відносний вміст моторної оливи у картерних газах, г/л:

$$a = \frac{G_n}{G}, \quad (2.2)$$

де G – загальна витрата картерних газів, г/хв,

3. Ефективність системи вентиляції картера, %:

$$E = \frac{m_0}{m_0 + m_y} \cdot 100. \quad (2.3)$$

Наведені рівняння визначають та враховують насиченість картерних газів складовими частинами моторної оливи. Тобто відображають інтенсивність аераційної взаємодії безпосередньо газів, що прориваються через зазор «кільце-циліндр» та змішуються з парами та зависями моторної оливи. Очевидним буде і той факт, що при збільшенні вказаного зазору потужність до взаємодійного впливу відпрацьованих газів на масообмін зростає та ймовірність їх насичування компонентами моторної оливи буде підвищуватись. При цьому масова доля моторної оливи буде зростати, і здатність оливодиокремлювача забезпечувати фільтрацію картерних газів буде зменшуватись.

Таким чином, розглядається пряма задача – оцінка картерних газів за наявністю складових моторної оливи. Очевидним буде й такий ж самий підхід до оцінки експлуатаційних показників моторної оливи з погляду на її вплив картерними газами.

2.2 Оцінка за об'ємом газів, що прориваються через зазори у ЦПГ

Якщо прорив відпрацьованих газів перевищує допустиму межу, можуть спостерігатися такі явища:

- втрата потужності та підвищення питомої витрати пального;
- підвищення температури поршня та поршневих кілець;
- коксування оливи в канавках поршня та на поршневих кільцях;
- пригоряння кілець;
- підвищений знос циліндра та кілець;
- втрата оливи з картера через сальникові ущільнення внаслідок підвищеного тиску, що виник у ньому;
- інтенсифікація протікання процесів фізико-хімічної взаємодії між відпрацьованими газами та моторною оливою, і як наслідок, забруднення та прискорене старіння оливи в картері;

– підвищене навантаження на оливовідокремлювачі системи вентиляції картера, і як наслідок, наприклад, разрегулювання систем бензинових двигунів з карбюраторами.

В роботі [27] автором наводиться математична модель процесу прориву газів з надпоршневого простору в порожнину картера, яка не враховує зношування та несправності ЦПГ, що виникають при експлуатації двигуна та збільшення його напрацювання. Вона має наступний вигляд:

$$V_g = 0,1 p_i \frac{D}{S} i^3 \sqrt{V_{hi}}, \quad (2.4)$$

де V_g – об’єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл, л/хв,

p_i – середній індикаторний тиск, кг/см²;

D – діаметр циліндра, см;

S – хід поршня, см;

V_{hi} – робочий об’єм циліндра, см³;

i – кількість циліндрів;

$0,1$ – коефіцієнт, що визначається довготривалістю циклу.

Але цю математичну модель можливо використати для попередньої прогнозування оцінки закономірності зміни об’ємів газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за апріорною інформацією про зміни середнього індикаторного тиску p_i та діаметру циліндра D . При цьому, в основу таких аналітичних досліджень пропонується покласти допущення про відсутність взаємозалежних зв’язків між індикаторним тиском газів та лінійним діаметральним зносом. Це припущення пропонується ґрунтувати зберіганням меж пружності поршневих кілець та стійкості мастильних утворень на поверхні циліндра, які мінімально здатні утворювати газодинамічне ущільнення у трибоз’єднанні «кілець – циліндр». Більш того існуюча (2.5) теоретична залежність [38] для середнього ефективного тиску газів не враховує геометричні параметри зносу ЦПГ.

$$p_e = k \frac{Q_H}{\alpha l_o} \eta_y \eta_i \eta_m \frac{p_o}{RT_o}, \quad (2.5)$$

де k – постійний коефіцієнт;

Q_H – нижча теплота згорання палива;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

l_o – кількість повітря, яке теоретично необхідно для повного згорання 1 кг палива;

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_i – індикаторний ККД.;

η_m – механічний ККД;

p_o і T_o – тиск і температура заряду на впуску у двигун;

R – газова постійна заряду.

Якщо апріорі задати мінімальні та максимальні значення двох параметрів p_i та D , наприклад, для двигуна ВАЗ-21011 $V_H=1300$ см³, то представляється можливим отримати графічну двофакторну модель впливів цих факторів у наступному вигляді:

$$V_g = f(p_i, D). \quad (2.6)$$

Для цього двигуна номінальний розмір циліндра складає $D=79^{+0,05}$ мм, хід поршня $S=66$ мм.

Дані по середньому індикаторному тиску газів наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Середній індикаторний тиск газів у циліндрі двигуна

ВАЗ-2101

$n, \text{хв}^{-1}$	1000	3200	5800	6000
$p_i, \text{МПа}$	1,0827	1,2098	1,0664	1,0315

При цьому перший ремонтний розмір діаметру циліндра складає $D_1=79,4^{+0,05}$ мм, другий відповідно $D_2=79,8^{+0,05}$ мм.

Таким чином, становиться можливим розрахувати можливі значення об'єму газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл при наступних рівнях, наприклад, $D_{min}=79,002$ мм, $D_{max}=79,3$ мм, $p_{imin}=0,985$ МПа, $p_{imax}=1,21$ МПа.

Так, розрахунки, що проведені у відповідності з (4.4) при $p_{max}=1,2098$ МПа і $D_{min}=79,002$ мм визначили об'єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл $V_g=39810$ см³/хв, а при $p_{min}=0,985$ МПа і $D_{max}=79,3$ мм $V_g=32660$ см³/хв. При цьому, за позначеними обмеженнями зміна прориву газів може складати за умовним зносом та падінням індикаторного тиску 18%.

Розрахувати витрату газів, що прориваються через зазори у деталях ЦПГ можливо у відповідності з виразом (2.7), який запропонований для визначення газу через ущільнення ротору зі статором в ГТУ [37]:

$$G = \mu \cdot \pi \cdot D \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T_1}}, \text{ кг/с} \quad (2.7)$$

де μ – коефіцієнт витрат, що враховує гідравлічний опір і конструктивні особливості ущільнення, μ ;

D – середній діаметр зазору;

δ – зазор в ущільненні;

p_1 і p_2 – тиск газу відповідно перед лабіринтом, на стороні високого тиску і за лабіринтом;

z – число гребенів лабіринтного ущільнення;

R – газова постійна;

T_1 – температура газу перед ущільненням.

Тоді з використанням зазначених вище даних для двигуна ВА3-21011 при $T_1=400$ К, зазору між кільцем та циліндром при прориві газів $\delta=15$ мкм та

$p_2=280$ Па (тиск картерних газів за роботою [27]) витрата газів визначиться наступним чином:

$$V_{kg} = 0,7 \cdot 3,14 \cdot 7,91 \cdot 0,0015 \cdot \sqrt{\frac{1,02^2 - 0,00028^2}{2 \cdot 8,314 \cdot 673}} = 0,026 \cdot 0,00964 = 0,000251 \text{ кг/с.}$$

З урахуванням щільності повітря при $T=35^\circ\text{C}$ $\rho=1,1455$ кг/м³

$$V_{kg}=0,000219 \text{ м}^3/\text{с}=219 \text{ см}^3/\text{с.}$$

З наведених розрахунків витикає наступне:

– порядок цифр збігається з розрахунком за виразом (2.4), якщо значення привести до часу в 1 с;

– тиск картерних газів можливо не враховувати, оскільки його значення дуже низьке;

– є можливим моделювати витрату газів, що прориваються, з урахування виникнення зазору між кільцем та гільзою циліндра, що у розрахунку за виразом (2.6) мало ознаки апріорного допущення та не враховувало зазор, як окремий параметр.

2.3 Оцінка за взаємозв'язком витрати картерних газів та поточного напрацювання двигуна

В роботі [27] автором наводиться багатофакторне вирішення взаємозв'язку витрати картерних газів та поточного напрацювання двигуна у складі розробки математичної моделі кореляційного багатофакторного впливу на основі експериментальних даних:

$$Q_{kg} = f(N_e, T, n, t, \gamma), \quad (2.8)$$

де Q_{kg} – витрата картерних газів, л/хв;

N_e – навантаження двигуна, кВт;

T – напрацювання двигуна, мотогод;

n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹;

t – температура двигуна, град;

γ – в'язкість моторної оливи, мм²/с.

У загальному підході автором використовується аналітична залежність, яка враховує поточне значення напрацювання двигуна [27]:

$$Q_m = Q_0 + A_i T_m, \quad (2.9)$$

де Q_m – поточне значення витрати картерних газів, л/хв;

Q_0 – номінальне значення витрати картерних газів нового двигуна, л/хв;

A_i – швидкість збільшення витрати картерних газів від напрацювання;

T_m – поточне напрацювання двигуна, мотогод (тис. км).

2.4 Визначення критерію ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою

Аналітичний аналіз наведених рівнянь (2.6-2.8) вказує на те, що при втрачанні ресурсу трибоз'єднаннями «кільце-циліндр» ефективність взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою може бути визначено наступним виразом:

$$E_k^m = \frac{G_{ymin}}{G_{ymax}} = \frac{G_{ymin}}{G_{ymin} + V_g} = \frac{V_k}{V_k + V_{kg}}, \quad (2.10)$$

де G_{ymin} – витрата газів при відсутності прориву відпрацьованих газів або їх мінімальному обсязі, л/хв;

G_{ymax} – витрата газів при поточних значеннях проривів відпрацьованих газів, л/хв;

V_k – внутрішній об'єм картера двигуна, де здійснюється масообмін між газами та моторною оливою, см³;

V_{kg} – об’єм газів, які прориваються за певну кількість циклів через збільшувальний зазор у ЦПГ під час експлуатації двигуна, см³;

V_g – об’єм газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл, л/хв.

У відповідності з виразом (2.10) критерій, який буде позначати надійну «внутрішню оливу безпеку» буде наближатися $E_k^m \rightarrow 1$, ненадійну $E_k^m \rightarrow 0$. При цьому, у останньому випадку наближення до «0» умовно, оскільки об’єм газів, які прориваються у картер значно менший, ніж об’єм картеру, та значення наближення критерію підлягає розрахунковому уточненню. Критерій може бути визначений тільки з урахуванням наявності вихідного параметру G_{ymin} , інші параметри можуть бути розраховані для конкретного двигуна, наприклад, для ВАЗ-21011.

Вираз (2.9) враховує поточне значення витрати картерних газів з урахуванням можливого прориву відпрацьованих газів і також може бути використаний для визначення запропонованого критерію, але з трохи інакшим сенсом. За ним, чим вище значення витрат картерних газів, тим нижче надійність «внутрішньої оливної безпеки». Так, в роботі [28] наведено результати експериментальних досліджень, які вказують на підвищення витрати картерних газів зі збільшенням напрацюванням двигуна та їх зменшення за умовами заміни моторної оливи, рисунок 2.1.

За останньою умовою експлуатаційні характеристики моторної оливи мають вихідний стан з параметром Q_0 (4.8), тобто готові до опору впливам газів, що прориваються у картер.

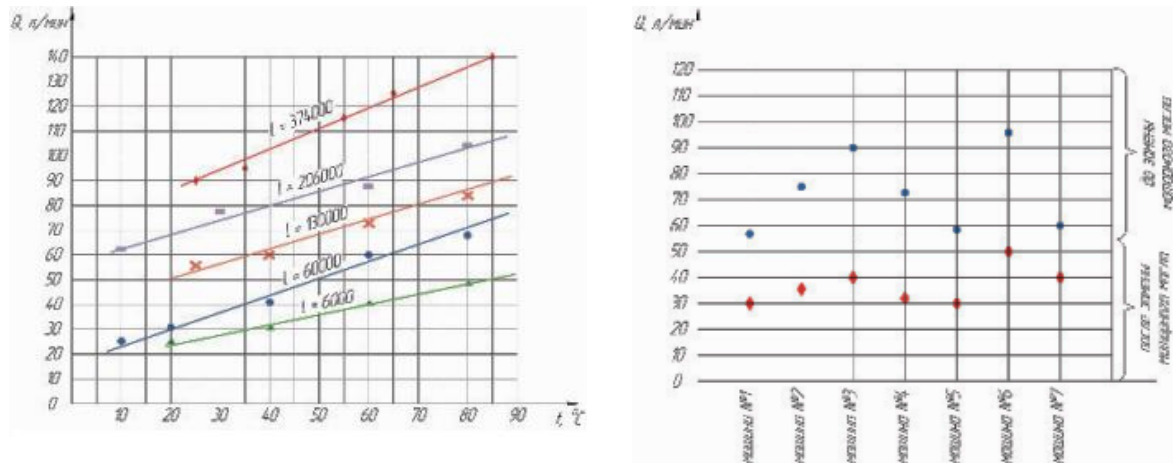


Рисунок 2.1 – Вплив експлуатаційних умов експлуатації ДВЗ на витрату картерних газів:

a – в залежності від напрацювання та температурного стану;

б – за умовами заміни моторної оливи

Таким чином, запропонований критерій E_k^m може розглядатися як *предмет дослідження в об'єкті дослідження* – «система вентиляції картера».

2.5 Розрахунок внутрішнього об'єму картера двигуна

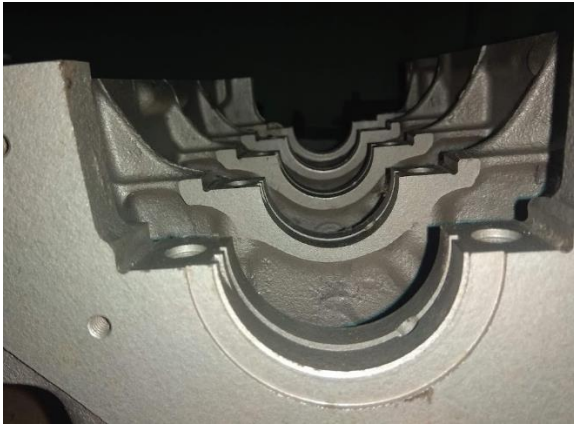
З метою визначення об'єму картера V_k , наприклад, двигуна ВАЗ-2101, використаний натурний блок-картер, рисунок 2.2.



a



б



в



г

Рисунок 2.2 – Об'єми блок-картера двигуна ВАЗ-2101:

a, б – вид на об'єми V_2, V_3 ; *в* – вид на об'єм V_1 ; *г* – вид на об'єм V_4

Виходячи з конструктивного виконання внутрішнього об'єму здійснені виміри та розрахунки наступних окремих об'ємів (2.10):

- об'єм V_1 від площини роз'єму з піддоном до роз'ємів підшипників ковзання колінчастого валу;
- об'єм V_2 між нижньою площиною циліндрів і площинами бічних внутрішніх стінок блок-картера. Цей об'єм складається з чотирьох окремих об'ємах, які сформовані для кожного із циліндрів;
- об'єм V_3 , який сформований порожнечою циліндра за умовами знаходження поршня у В.М.Т.;
- об'єм V_4 між нижньою площиною, яка обмежує обертання противаг колінчастого валу та площиною максимального рівня моторної оливи у піддоні.

$$V_k = V_1 + V_2 + V_3 + V_4, \quad (2.11)$$

У відповідності з проведеними вимірами, точність складала $\Delta \pm 1$ см, об'єми визначились наступним чином:

$$V_1 = A \cdot B \cdot C = 36,5 \cdot 4,2 \cdot 17,5 = 2682,75 \text{ см}^3, \quad (2.12)$$

де A, B, C – відповідні геометричні розміри, см.

$$V_2 = 4h \frac{a+b}{2} \sqrt{c^2 - \frac{(a-b)^2}{4}} = 4 \cdot 7 \cdot 109,9 = 3077,2 \text{ см}^3 \quad (2.13)$$

де a, b, c – геометричні параметри трапецеїдального перетину порожнечі, см;

h – висота об'єму, см;

$a=18,5$ см;

$b=13$ см;

$c=7,5$ см;

$h=7$ см.

$$V_3 = 4 \cdot \pi H \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 4 \cdot 11,5 \cdot 3,14 \cdot 3,8^2 = 2085,6 \text{ см}^3; \quad (2.14)$$

$$V_4 = A \cdot B \cdot H = 2,5 \cdot 17,5 \cdot 36,5 = 1596,9 \text{ см}^3; \quad (2.15)$$

де A, B, H – відповідні геометричні розміри, см.

$$V_k = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 = 2682,75 + 3077,2 + 2086,6 + 1596,9 = 9443,45 \text{ см}^3 \quad (2.16)$$

Таким чином, отримано значення внутрішнього об'єму картера двигуна, яке може бути використано у подальшому для визначення межі критерію ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою E_k^m .

Виходячи з прориву картерних газів за 1 с максимальний їх об'єм із проведених розрахунків у п.2.2 буде складати $663,5 \text{ см}^3$, що складає $\approx 7\%$ від загального об'єму картера. З урахуванням внутрішнього об'єму картера двигуна межа критичних значень за співвідношеннями об'ємів (4.10) буде складати $E_k^m = 0,93$. Однак за співвідношеннями витрат газів (4.10) у відповідності з даними роботи [27] $E_k^m = 0,22$ при зносі циліндра 45 мкм. Таким чином, критичне значення потребує уточнення, наприклад, з урахуванням

режиму роботи двигуна зі збільшеною частотою обертання колінчастого валу та більш інтенсивному прориві газів, коли втрата притискної сили поршневих кілець буде наближатися до критичної.

2.6 Визначення інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами

Аналіз параметрів, які впливають на процеси взаємодії газів у картері двигуна з моторною оливою вказує на наступне.

По-перше, має місце деякий об'єм моторної оливи V_m , який піддається газодинамічному навантаженню в процесі його аерування об'ємом газу V_g , що прориваються через зазор при зносі ЦПГ. При цьому процеси відбуваються в об'ємі картера V_k двигуна. Тобто співвідношенням об'ємів газів обумовлюється можлива ефективність взаємодії оливи з картерними газами за наявності відпрацьованих газів, що прорвалися у картер, про що йшла мова у п.4.4. Однак, при цьому не враховується сам об'єм моторної оливи V_m .

По-друге, газодинамічний ефект створення тиску картерних газів p_c обумовлюється тиском $p_{ц}$, який створюється на такті стискування з урахуванням зносу деталей ЦПГ.

По-третє, індикаторний тиск газів у циліндрі двигуна залежить від частоти обертання колінчастого валу n . Більш того, індикаторний тиск газів створює умови створення притискної сили кілець до поверхні гільзи циліндра.

Виходячи з наведеного становиться доцільним позначити критерій навантаженості моторної оливи та дати йому назву як інтенсивність навантаження моторної оливи картерними газами I_{Γ}^M $\text{см}^3 \cdot \text{хв}^{-1}$. При цьому математичний його вигляд можливо визначити на підставі прямого впливу наведених вище співвідношень шляхом їх перемноження. Тобто вираз для інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами буде мати наступний вигляд:

$$I_{\Gamma}^M = \frac{V_m^2}{V_k + V_g} \cdot \frac{p_{\Gamma}}{p_{ц}} \cdot n \quad (2.17)$$

Попередні розрахунки, які проведені на підставі даних п.2.5 та раніше отриманих в роботі [36] експериментальних даних для двигунів ВАЗ-21011 у відповідності з (2.17) показали наступне, таблиця 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахункові дані інтенсивності навантаження моторної оливи за режимами роботи ДВЗ

Тиск у циліндрі p_c , МПа	Тиск газів у картері p_z , Па	Частота обертання колінчастого валу n , хв ⁻¹	Інтенсивність навантаження I_T^M , см ³ ·хв ⁻¹
1,02	280	2000	22,3
0,95	600	2000	51,3
0,95	880	3000	112,9
0,9	400	2000	36,1
0,9	880	2000	119,0

При розрахунках прийнято допущення відносно об'єму оливи, що взаємодіє з газами за умовами об'єму V_4 п.4.5 при товщині шара в 1 см. Тобто він буде дорівнювати $V_4=639$ см³.

Отриманні розрахункові дані вказують на те, що:

– порядок цифр у значеннях критерію має адекватний вигляд та може бути використаний при моделюванні режимів взаємодії газів з моторною оливою;

– інтенсивність навантаження зростає, наприклад, зі зменшенням компресії в 1,1 рази и збільшенням тиску картерних газів в 2,14 рази при частоті обертання $n=2000$ хв⁻¹ в 2,3 рази, а при частоті обертання $n=3000$ хв⁻¹ і тиску картерних газів в 3,14 рази відповідно в 5,1 рази.

Висновки за розділом

1. Проведені аналітичні дослідження взаємопов'язаних між собою технічних категорій, які за своїм сенсом розкривають взаємозв'язки між

складовими системи «картерний простір-моторна олива-вентиляція картера». При цьому наведені деякі проміжні судження та висновки. До цих технічних категорій було віднесено: система вентиляції картера; об'ємна витрата картерних газів; гази, що прориваються через зазор у деталях ЦПГ ДВЗ; взаємодія відпрацьованих газів з моторною оливою; витрата ресурсу ДВЗ за зносом ЦПГ.

2. Виконані аналітичні розрахунки показали, що існує можливість здійснювати оцінку об'ємів газів, що прориваються через зазори ЦПГ при зносі її деталей за деякими допущеннями. При цьому запропоновано здійснювати оцінку взаємозв'язку між складових системи «моторна олива – відпрацьовуванні гази – вентиляція картера» за допомогою критерію навантаженості моторної оливи. Значення цього критерію за режимами роботи двигунів є передумовами для подальшої оцінки часового показника роботи моторних оливи, на протязі якого втрачаються їх експлуатаційні властивості. Останнє є напрямком подальших досліджень.

3. Оскільки за результатами попередніх досліджень інших авторів вже закладені підґрунтя для продовження науково-дослідних робіт, то пропонується їх зосередити на триботехнічних випробуваннях вже отриманих зразків моторних оливи з визначеними показниками експлуатаційних властивостей.

3 ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Загальна характеристика методів моделювання

Теорія моделювання в трибології передбачає наступні види моделювання [33].

– фізичне моделювання, яке передбачає дослідження фізично подібних процесів на установках, які зберігають фізичну природу явищ, але відтворюють їх у інших розмірах у геометричному і фізичному сенсах;

– математичне моделювання, яке ґрунтується на математичному подоби і ізоморфізмі рівнянь, тобто здатності їх описувати різні по природі явища і виявляти різні функціональні зв'язки, використовуючи здатність рівнянь описувати окремі сторони поведінки системи;

– імітаційне моделювання, яке застосовується до процесів, у хід яких може час від часу втручатися людина (випробувач), який в залежності від обставин може приймати ті чи інші рішення;

– аналогове моделювання, яке базується на однаковому для моделі і натури математичному описі і використовується для імітації на основі аналогій фізичної системи по її елементам.

3.2 Характеристика триботехнічних методів дослідження

Методи оцінки дії мастильних матеріалів, забезпечення зносостійкості випробувань на зносостійкість стандартизовані [29-32].

У відповідності з [29] розрізняють наступні види випробувань на зносостійкість та їх характеристики:

– *лабораторні випробування зразків матеріалів*, при яких варіюють навантаженням при різних умовах і видах впливів, здійснюється оцінка сумісності пар тертя, визначаються граничні силові і теплові навантаження, після яких спостерігається помітна зміна сили тертя або зменшення зносостійкості. Такій вид використовується при дослідженні нових матеріалів,

оцінці області їх раціонального використання, аналізу механічних і фізико-механічних процесів в поверхневих шарах;

– *лабораторні випробування малогабаритних зразків*, при яких моделюються умови зовнішнього впливу, які забезпечують відтворення заданого процесу зношування, температурно-силових полів той самої інтенсивності, як у натурних трибоз'єднаннях, отримуються фрикційно-зносні характеристики пари тертя при заданих умовах. Такій вид використовується для аналізу зносостійкості матеріалу, дослідженні процесу зношування. Попередньо визначаються масштабні коефіцієнти переходу;

– *стендові випробування*, при яких відтворюються на стенді реальні умови експлуатації, визначаються показники зносостійкості при моделюванні умов експлуатації. Такій вид використовується при оцінці впливу на фрикційно-зносні характеристики пари тертя конструкції трибоз'єднання, встановлюється ресурс зношування елементів і норми допустимого зносу;

– *полігонні випробування*, при яких моделюють умови, що відповідають одному або декільком зовнішнім факторам впливу, визначаються показники і значення зносу;

– *експлуатаційні випробування*, при яких відтворюється реальний різновид умов зношування або типові умови експлуатації, визначається ресурс виробів по параметрам зносостійкості.

У відповідності з [30] розрізняють чотири групи методів випробувань на зносостійкість:

– група А – *порівнянні експрес-випробування*, при яких визначають співвідношення інтенсивностей зношування досліджуваної і еталонної поверхні;

– група Б – *моделюючі випробування*, при яких здійснюється оцінка інтенсивності зношування в експлуатаційних умовах шляхом перерахунку результатів лабораторних випробувань через масштабні коефіцієнти;

– група В – *прискорені ресурсні випробування*, які проводять для оцінки або контролю ресурсу спряження стосовно до заданих умов експлуатації;

– група Г – *визначення діапазону навантажень, швидкостей ковзання і температур*, які забезпечують прийнятні значення інтенсивності зношування в експлуатації.

За цим же стандартом наводяться описи установок для проведення випробувань спряжень (типу «кільце-гільза циліндра», типу «диск-пальці», шарнірного типу, методів визначення зносу (мікрометрування, профілографування, зважування, метод визначення остаточної товщини покриттів ті інші), приклади розрахунку масштабних коефіцієнтів.

У відповідності з [31] регламентована методика оцінки адгезійної складової коефіцієнта тертя твердих тіл при терті без змащування і з нанесенням на їх поверхню мастильного матеріалу при кімнатній температурі, коефіцієнта тертя кочення, коефіцієнта тертя при ударі.

У відповідності з [31] регламентована методика визначення:

- тривалості дії дози мастильного матеріалу визначеним об'ємом, що дорівнює сумарній мастилоємності припрацьовуваних поверхонь тертя;
- граничної концентрації продуктів зношування у дозі мастильного матеріалу, при досягненні якої значення триботехнічних характеристик становяться рівними їх значенням при терті без мащення;
- параметри функції, яка апроксимує залежність інтенсивності витрачання мастильного матеріалу від швидкості зношування та тиску.

3.3 Обґрунтування методики визначення впливу моторних олів зі зниженими показниками властивостей на триботехнічні характеристики підшипників ковзання ДВЗ

Аналіз наведених методів показав наступне.

Для проведення подальших досліджень впливу примусово зістарених зразків моторних олів на триботехнічні характеристики у підшипниках ковзання колінчастого валу ДВЗ пропонується до застосування *метод фізичного моделювання з частковим імітаційним моделюванням*. Цей

вибір обумовлений можливістю відтворити процеси контактної взаємодії між поверхнями тертя подібним, але в інших геометричних розмірах.

Цей метод можливо використати у лабораторних умовах на спеціальній машині для випробування матеріалів на знос, тобто застосувати методику *лабораторних випробувань малогабаритних зразків*.

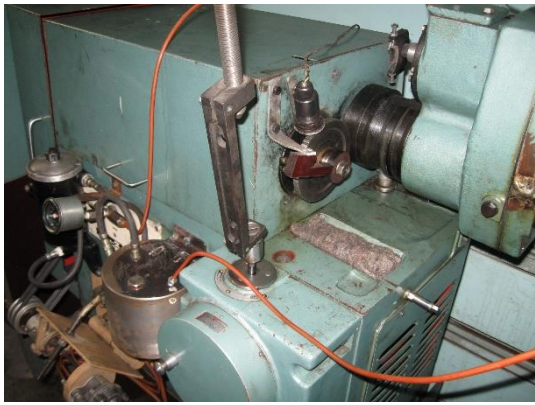
Оскільки передбачається визначити зміни впливів поточних властивостей зразків моторних оливок на ефективність формування на поверхнях тертя стійких мастильних утворень, то пропонується застосувати *метод порівняння експрес-випробувань*.

Оскільки передбачається визначити працездатність мастильних утворень в зоні тертя в умовах мастильного голодування, то пропонується застосувати методику визначення *тривалості дії дози мастильного матеріалу визначеним об'ємом*, яка буде формуватися припрацюванням малогабаритних зразків з наступним припиненням подачі об'ємних доз моторної оливи у зону тертя.

Оскільки підлягає відтворенню фізичний сенс роботи підшипників ковзання колінчастого валу ДВЗ, то у відповідності з [29, додаток Г] трибоз'єднання, яке підлягає випробуванню у лабораторних умовах буде мати назву «вал-вкладиш» або «вал-частковий вкладиш». При цьому, основними параметрами, які контролюються, будуть температура тертя, сила тертя (динамічний коефіцієнт тертя), локальний знос (інтенсивність зношування), час тертя.

3.4 Опис лабораторного обладнання для проведення триботехнічних випробувань

Для проведення триботехнічних випробувань пропонується використовувати методичне забезпечення, яке наведене у роботах [34,35]. При цьому використана машина тертя моделі СМЦ-2 з потенціометром КСП2-005 для вимірювання та запису моменту тертя у вигляді трибограм у mV , рисунок 6.1.



а



б

Рисунок 3.1 – Машина випробування матеріалів на тертя та знос моделі СМЦ-2:

а – вузол кріплення зразків;

б – потенціометр КСП2-005 для виміру і запису моменту тертя

Випробування пропонується проводити за схемою тертя «диск, що обертається – нерухома колодка» в умовах змащування зразками моторних олив AZMOL 15W40 CI-4/SL, EVO 10W40 SM/CF, EVO 5W40 SN/CF (рисунок 5.2), які були у попередніх дослідженнях піддані газорідинному обміну на протязі часу $t_1=2,25$ хв і $t_2=4,5$ хв на двигунах ВАЗ-21063 з пробігом 134220 км і 157380 км, середній тиск на такті стиску (компресія) p_c на час дослідів для них склав $10,2 \text{ кгс/см}^2$, $9,5 \text{ кгс/см}^2$, $9,0 \text{ кгс/см}^2$.



а



б

Рисунок 3.2 – Зразки мірних об’ємів моторних олив [12]

AZMOL 15W40 CI-4/SL, EVO 10W40 SM/CF, EVO 5W40 SN/CF:

a – до аерування відпрацьованими газами; *б* – після випробувань

При цьому режимі випробувань пропонуються наступними: частота обертання диску 300 хв^{-1} та ступінчасте навантаження та розвантаження контакту. Для відтворення умов прояву мастильної здатності сформованих плівок по аналогії з роботами [34, 35] випробування пропонується провести у два етапи:

– 1-й етап: крапельна подача оливи в зону тертя з частотою дві краплі на хвилину, при цьому проводиться ступінчасте навантаження контакту з визначеними зусиллями, і розвантаженням, чим визначиться припрацювання (приробітка) оливи і формування мастильних шарів з полімолекулярних плівок адсорбованих орієнтованих молекул на поверхнях диску та колодки;

– 2-й етап: зупинка обертання диску, видалення зайвої оливи з поверхонь тертя, відновлення випробувань з відповідними навантаженнями з наступним розвантаженням, і випробуванням протягом деякого часу, що дозволить оцінити властивості полімолекулярних плівок, що сформувалися, без підживлення.

У якості зразків – дисків пропонується використовувати диски, які виготовлені з легованої сталі 40X із зовнішнім діаметром $d=50$ мм і шириною $b=10$ мм, рисунок 3.3 *a*. Диски встановлюються і закріплюються на нижньому валу машини тертя.

Зразки колодки розміром 21×13 мм з радіусом закруглення ≈ 35 мм по контактній поверхні пропонується виготовити з натурних вкладишів

колінчастого валу двигуна ЗМЗ-402. Антифрикційний шар вкладишів – сплав алюмінію з оловом АО20-1 ГОСТ 14113-78, матеріал основи – сталь 08кп ГОСТ 1050-88. У тілі колодок виконується свердління діаметром 1,2 мм із тильного боку максимально наближені до контактної поверхні, в які при кожному досвіді вставляється спайка термопари, рисунок 6.3 б.

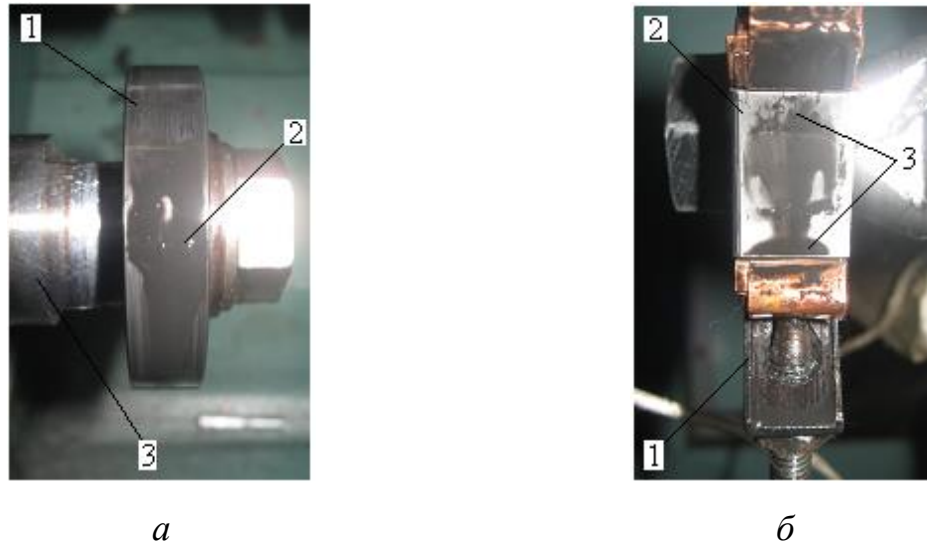


Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд зразків [34]:

a – диск: 1 – диск при нормальному зносі; 1 – контактна поверхня; 2 – продукти взаємодії; 3 – нижній вал машини тертя; *б* – колодка з оправкою: 1 – утримувач оправки; 2 – колодка; 3 – продукти взаємодії

Момент тертя відповідно до навантаження в контакті та геометричними розмірами ролика перераховується в коефіцієнт тертя, $\Delta 0,003$, за формулою:

$$f = \frac{M_t}{Pr}, \quad (3.1)$$

де M_t – момент т, Нм, у відповідності з тарувальними графіками: 1 ділення сітки полю трибограм – $0,18 \pm 0,001$ Нм;

r – радіус диска, м.

Для вимірювання відносної температури в зоні тертя поверхні диска та колодки (далі температури) пропонується використовувати мультиметр DT-835 з термопарою TP-01A з діапазоном температур, що вимірюються: $-18 \sim 712$ °C.

Отримані чисельні значення коефіцієнта тертя та температури пропонується обробити відповідно до методів математичної статистики для побудови графічних залежностей.

Висновки за розділом

1. Здійснено аналіз загальних методів моделювання процесів, які застосовуються у дослідженнях та у триботехнічних випробуваннях матеріалів на тертя та знос.

2. Обґрунтовано методику визначення впливу моторних олиव зі зниженими показниками властивостей на триботехнічні характеристики підшипників ковзання ДВЗ. При цьому визначено випробувальне обладнання, зразки пар тертя, зразки моторних олив.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРИМУСОВО ЗІСТАРЕНИХ МОТОРНИХ ОЛИВ НА ТРИБОЛОГІЧНИЙ СТАН МОДЕЛЬНИХ ТРИБО'ЗЄДНАНЬ

Фізичне моделювання навантаження на мастильні утворення, які формувались при терті, здійснювалось у відповідності з методикою, наведеною у розділі 3.4. При цьому створювались умови взаємодії металевих поверхонь через шари моторної оливи.

По-перше, проводилось припрацювання моторної оливи. Мала місце періодична подача оливи в зону тертя, що у наступному визначало характеристику припрацювання елементів трибоз'єднання, рисунок 4.1 *а*. Як видно з рисунка 4.1 *а*, біля зони тертя при обертанні диска постійно утримується капля моторної оливи визначеного об'єму. При додаванні свіжої порції оливи спостерігалось зливання деякого об'єму оливи та відтворення нового сталого об'єму, якій надійно утримувався біля зони та створював середовище підпитки зони тертя.

По-друге, визначалась несуча здатності утворених припрацюванням мастильних шарів при відсутності підпитки зони тертя оливою, рисунок 4.1 *б*. Як видно з рисунка 4.1 *б*, біля зони тертя відсутня капля моторної оливи, і працює тільки деяка кількість оливи, яка тонким шаром укриває диск при його обертанні [40].

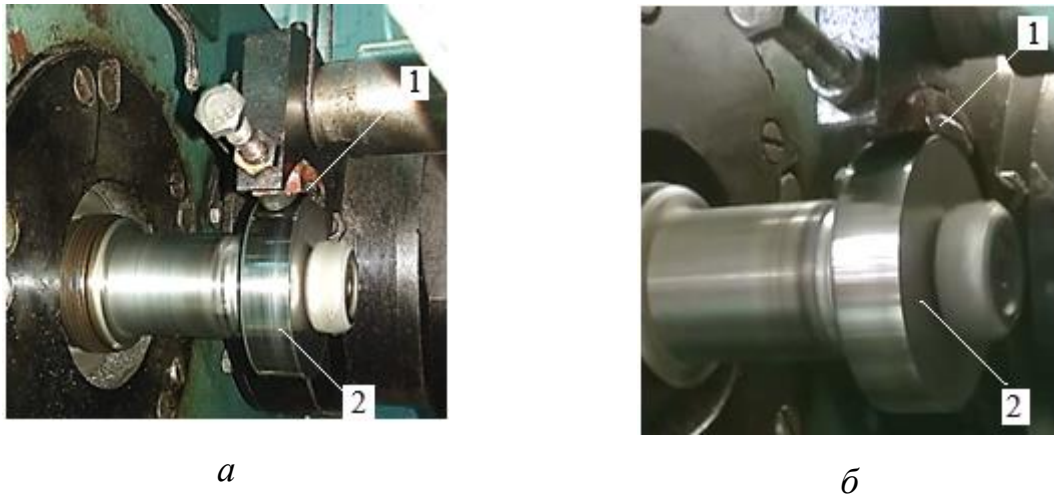


Рисунок 4.1 – Контакт елементів модельного трибоз'єднання
«ДИСК-КОЛОДКА»:

а – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи;

1 – колодка; *2* – диск

Випробуванням були піддані моторні оливи, вихідні дані яких наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні експлуатаційні параметри досліджуваних олив

Марка моторної оливи	Параметр					
	γ_{100} , мм ² /с	γ_{40} , мм ² /с	ІВ	ЩЧ	КЧ	E_M [40]
AZMOL 15W40 CI-4/SL, еталон	14,96	106,7	146	10,17	2,64	3,85
AZMOL 15W40 CI-4/SL, оброблено КГ при 9,5 кгс/см ² на протязі 4,5 хв	14,89	114,28	135	10,14	2,75	3,7
AZMOL 15W40 CI-4/SL, оброблено КГ при 9,0 кгс/см ² на протязі 4,5 хв	13,82	105,4	132	10,08	3,95	2,76
EVO 5W30 SN/CF, еталон	13,74	82,32	172	9,18	2,65	3,46
EVO 5W30 SN/CF, оброблено КГ при 9,5 кгс/см ² на протязі 4,5 хв	13,36	84,41	160	9,05	4,03	2,31
EVO 5W30 SN/CF, оброблено КГ при 9,0 кгс/см ² на протязі 4,5 хв	12,78	74,17	174	8,79	4,75	1,99

Кількість дослідів для кожної з проб моторних оливи, які наведені у таблиці 4.1 склало $n=3$.

Навантаження та розвантаження контакту з подачею оливи здійснювалось ступінчасто з нормальними зусиллями 25 Н, 70 Н, 140 Н, 160 Н, 210 Н, 250 Н, 300 Н кожні 3 хв. При відсутності подачі оливи навантаження та розвантаження контакту з подачею оливи здійснювалось ступінчасто з нормальними зусиллями 45 Н, 140 Н, 160 Н, 210 Н, 250 Н, 300 Н, 340 Н, 210 Н, 250 Н, 390 Н, 430 Н, 470 Н, 570 Н, 620 Н, 670 Н, 720 Н кожні 3 хв. Такій підхід обумовлювався, по-перше, намаганням відтворити значення можливої результуючої сили, яка навантажує підшипники колінчастого валу ДВЗ при його пуску, по-друге, намаганням не пропустити момент порушення несучої здатності мастильних утворень.

В результаті обробки отриманих трибограм, рисунок 4.2, за допомогою додатка Microsoft Excel Worksheet побудовані графічні закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя та відносного температурного стану рухомого контакт. Результати наведені у розділах 4.1, 4.2.

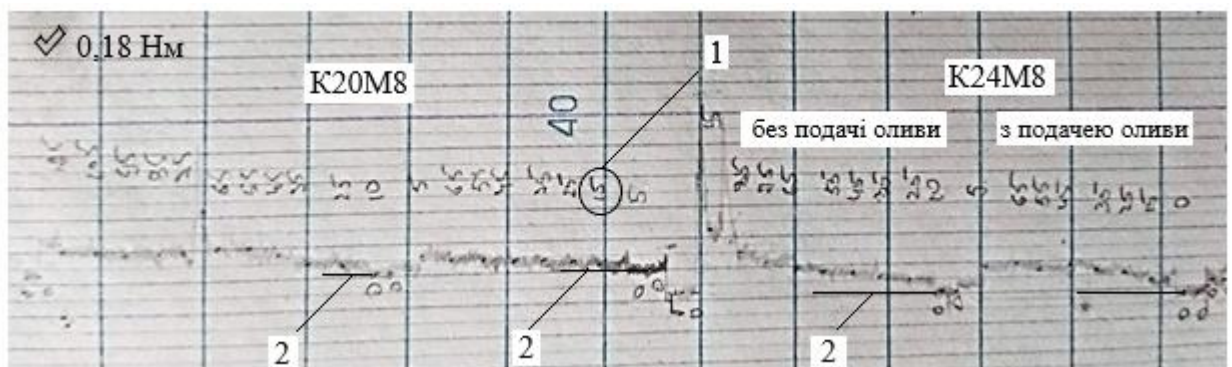


Рисунок 4.2 – Поле трибограм:

- 1 – ділення шкали барабана навантажувального пристрою;
- 2 – нульова лінія; K20M8 – колодка №20, зразок оливи №8

На підставі зважування зразків-колодок за результатами двох етапів випробувань, визначені їх середні зноси Δm , які приведені до площин тертя S_m

на шляху тертя L_m за час випробувань. Загальний шлях тертя у кожному досліді при частоті обертання диска 300 хв^{-1} склав $L_m=2638 \text{ м}$, час випробувань склав 56 хв . Наведені параметри випробувань та ваго-геометричної оцінки зносу поверхні зразків-колодок використані для запропонування приведеної інтенсивності зношування $I_L^m \cdot 10^{-6}$, $\text{мг/мм}^2 \cdot \text{хв} \cdot \text{м}^{-1}$. Дані наведені у таблиці 3.1. Дані наведені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Дані по зношуванню зразків-колодок при терті з моторними оливами

Марка моторної оливи	Параметр		
	Δm , мг	S_T , мм^2	$I_L^m \cdot 10^{-6}$ $\text{мг/мм}^2 \cdot \text{хв} \cdot \text{м}^{-1}$
AZMOL 15W40 CI-4/SL, еталон	39 ± 18	45 ± 3	5,87
AZMOL 15W40 CI-4/SL, оброблено КГ при $9,5 \text{ кгс/см}^2$ на протязі 4,5 хв	94 ± 15	58 ± 2	10,97
AZMOL 15W40 CI-4/SL, оброблено КГ при $9,0 \text{ кгс/см}^2$ на протязі 4,5 хв	128 ± 15	46 ± 1	18,8
EVO 5W30 SN/CF, еталон	86 ± 18	47 ± 2	12,38
EVO 5W30 SN/CF, оброблено КГ при $9,5 \text{ кгс/см}^2$ на протязі 4,5 хв	54 ± 14	31 ± 3	11,79
EVO 5W30 SN/CF, оброблено КГ при $9,0 \text{ кгс/см}^2$ на протязі 4,5 хв	62 ± 14	39 ± 5	10,76

4.1 Трибологічний стан модельного трибоз'єднання, що випробувалось на мінеральній моторній оливі AZMOL 15W40 CI-4/SL

При проведенні триботехнічних випробувань по трибограмам було зазначено незначні відмінності у змінах моменту тертя для мінеральної оливи між її еталонним (вихідним) станом та станом, який виявлявся при її підданні взаємодії з картерними газами при компресії у циліндрах $p_2=9,5 \text{ кгс/см}^2$. Тому

при проведенні дослідів зразки моторної оливи, яка піддавалась взаємодії з картерними газами двигуна при $p_1=10,2$ кгс/см² у дослідях в системі матеріалів «40X-AO20-1» не використовувались.

Картина прояву трибологічного стану модельних трибоз'єднань «диск-колодка», що випробувались на еталонній моторній оливі, тобто оливі, яка зовсім не піддавалася взаємодії з картерними газами, наведено на рисунку 4.3, 4.4, на моторній оливі, яка піддавалася взаємодії з картерними газами при компресії у циліндрах двигуна $p_2=9,5$ кгс/см² на протязі 4,5 хв наведено на рисунках 4.5, 4.6, при компресії у циліндрах двигуна $p_3=9,0$ кгс/см² на протязі 4,5 хв відповідно на рисунках 4.7, 4.8.

Аналіз побудованих графічних залежностей вказує на наступне.

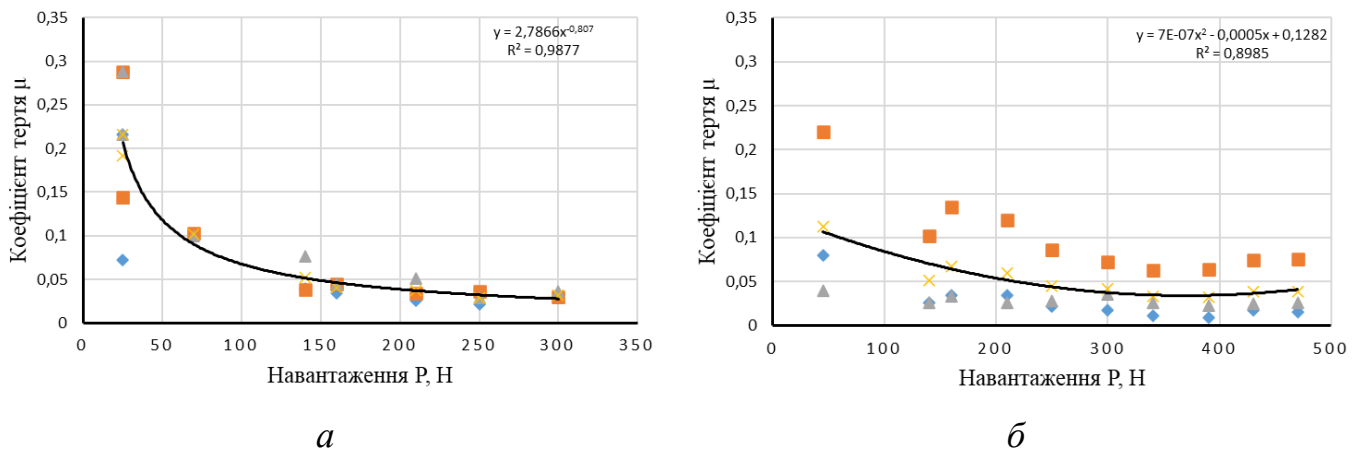


Рисунок 4.3 – Залежність динамічного коефіцієнта тертя від навантаження в зоні тертя при випробуванні еталонної моторної оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL:

а – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

На етапі моделювання припрацювання оливи до поверхонь тертя у трибоз'єднання вихід на сталий режим тертя не спостерігався, тобто стабілізація динамічного коефіцієнта тертя не наступала, але мала місце тенденція до цього. Про це свідчили:

– апроксимовані степеневою функцією графічні залежності коефіцієнта тертя від навантаження рисунок 4.3 *a*, 4.5 *a*, 4.7 *a* з достатньо високою величиною достовірності – (0,98–0,99);

– апроксимовані поліноміальною функцією графічні залежності відносної температури рисунок 4.4 *a*, 4.6 *a*, 4.8 *a* також з достатньо високою величиною достовірності – (0,98–0,99).

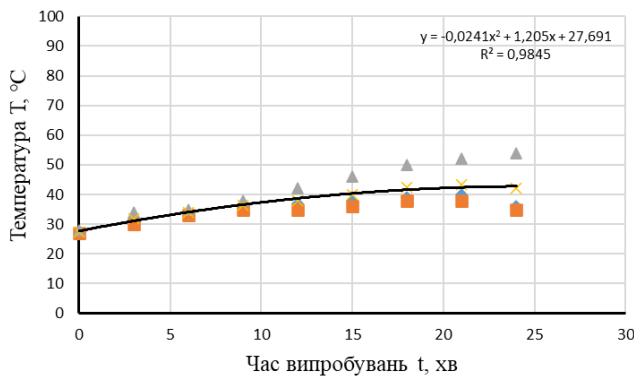
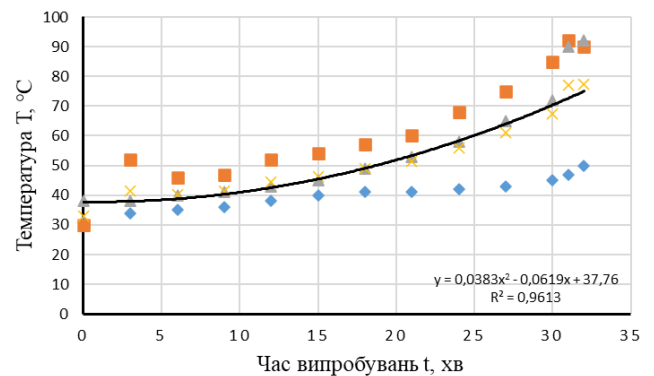
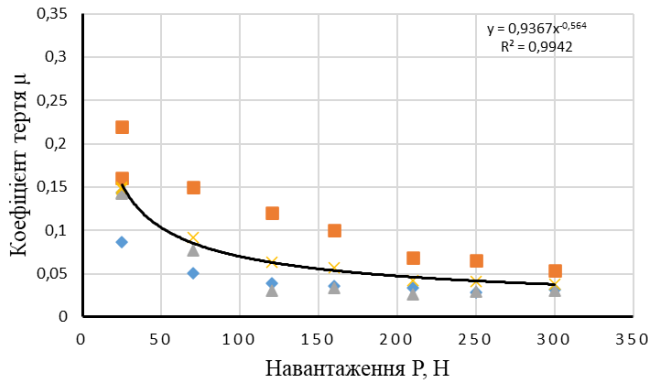
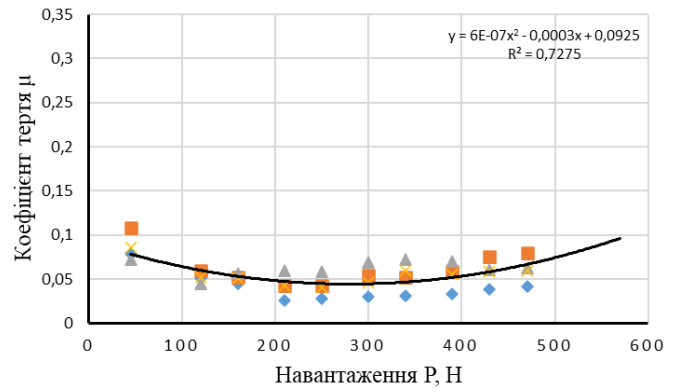
*a**б*

Рисунок 4.4 – Зміна відносного температурного стану в зоні тертя за часом випробувань еталонної моторної оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL :
a – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

Починаючи з навантаження у 150 Н характер зменшення коефіцієнта тертя майже однаковий, його значення знаходяться у межах 0,05–0,03, а температурний стан обумовлювався температурами від 40 °С до 50 °С.



а

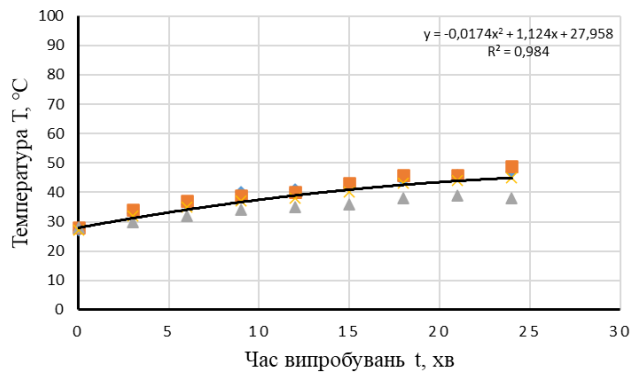


б

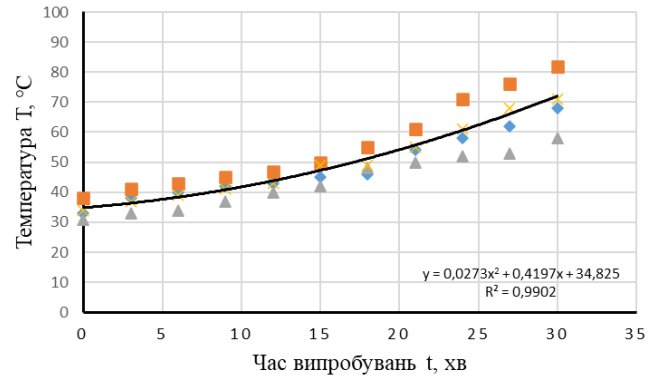
Рисунок 4.5 – Залежність динамічного коефіцієнта тертя від навантаження в зоні тертя при випробуванні моторної оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL застарілої при $p=9,5$ кгс/см² протягом 4,5 хв:

а – при терті з подачею оливи; б – при відсутності подачі оливи

Це свідчить про прояв в кінці першого етапу режиму граничного мащення, на який змінені експлуатаційні показники моторних оливи особливо не впливають.



а



б

Рисунок 4.6 – Зміна відносного температурного стану в зоні тертя за часом випробувань моторної оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL застарілої при $p=9,5$ кгс/см² протягом 4,5 хв:

а – при терті з подачею оливи; б – при відсутності подачі оливи

Однак на етапі моделювання порушення несучої здатності утворених припрацюванням мастильних шарів виявлені відмінності.

По-перше, мають місце тенденції на зміну характеру прояву здатності сформованих мастильних шарів чинити опір зближенню поверхонь тертя одну до одної. Це пояснюється тим, що спочатку коефіцієнт тертя зменшується, а потім збільшується.

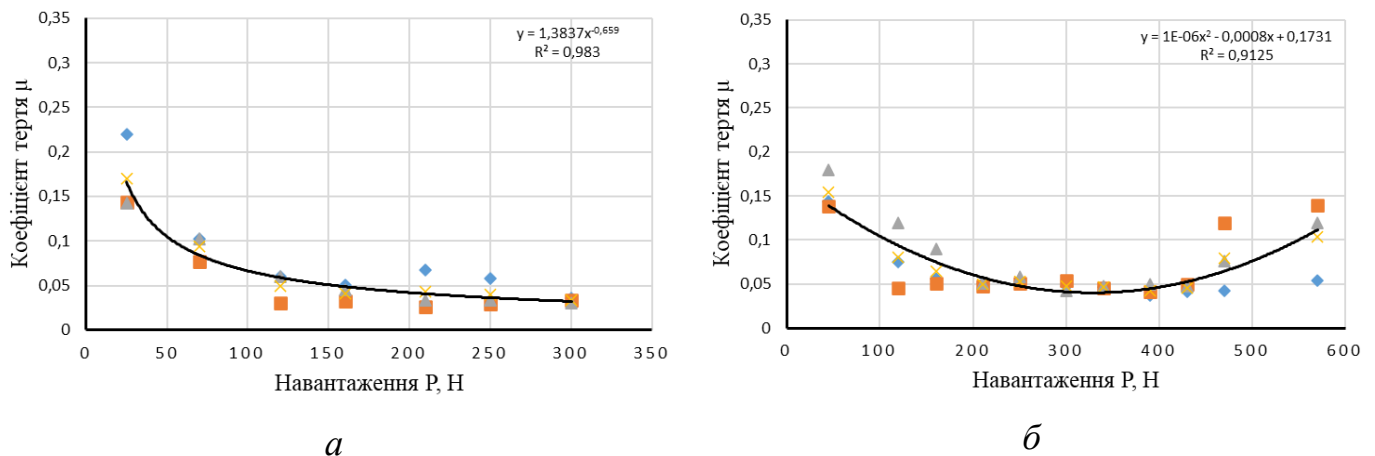


Рисунок 4.7 – Залежність динамічного коефіцієнта тертя від навантаження в зоні тертя при випробуванні моторної оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL застарілої при $p_3=9,0$ кгс/см² протягом 4,5 хв:

а – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

По-друге, діапазони навантажень, при яких мали місце мінімальні значення коефіцієнта тертя зменшуються та зсуваються у бік малих навантажень з втрачанням експлуатаційних властивостей мінеральної оливи. Так, для еталонної оливи коефіцієнт тертя склав $\mu=0,03-0,035$ при навантаженнях $P=300-400$ Н. Для оливи, яка була насичена картерними газами при $p_2=9,5$ кгс/см² коефіцієнт тертя склав $\mu=0,035-0,04$ при навантаженнях $P=230-330$ Н. Проте для оливи, яка була насичена картерними газами при $p_3=9,0$ кгс/см² коефіцієнт тертя склав $\mu=0,035-0,04$ при навантаженнях $P=280-330$ Н. Збільшення коефіцієнта тертя склало 14%.

По-третє, швидкість збільшення коефіцієнта тертя, починаючи з його мінімального значення збільшується зі зменшенням експлуатаційних показників оливи. Так, для еталонної оливи швидкість збільшення коефіцієнта тертя починаючи з навантаження $P=400$ Н склала $v_t^{\mu}=0,83 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$. Для оливи, яка була насичена картерними газами при $p_2=9,5 \text{ кгс/см}^2$ швидкість збільшення коефіцієнта тертя починаючи з навантаження $P=330$ Н склала $v_t^{\mu}=2,2 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$. Проте для оливи, яка була насичена картерними газами при $p_3=9,0 \text{ кгс/см}^2$ швидкість збільшення коефіцієнта тертя починаючи з навантаження $P=360$ Н склала $v_t^{\mu}=3,05 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1} \cdot \text{Н}^{-1}$.

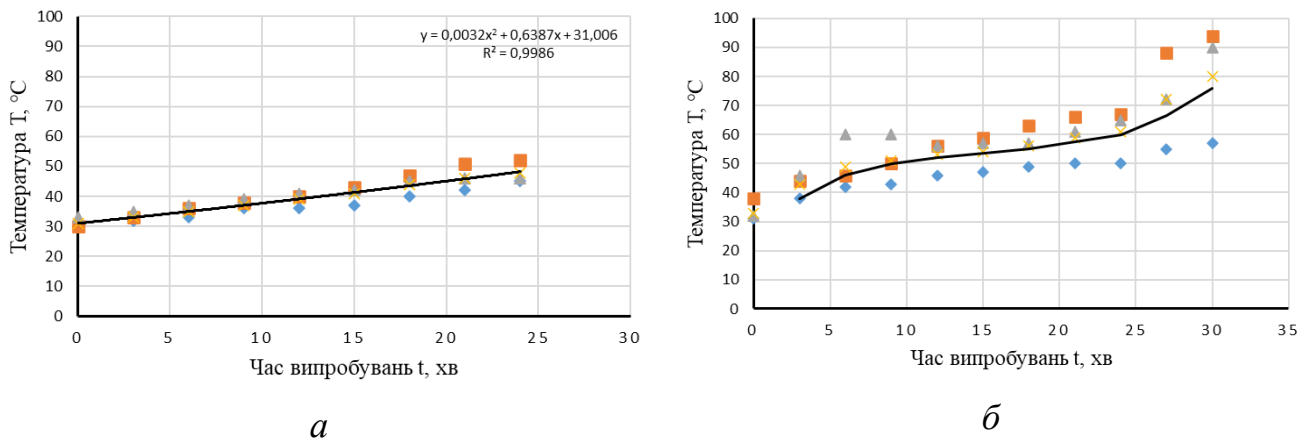


Рисунок 4.8 – Зміна відносного температурного стану в зоні тертя за часом випробувань моторної оливи AZMOL 15W40 CI-4/SL застарілої при $p_3=9,0 \text{ кгс/см}^2$ протягом 4,5 хв:

a – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

По-четверте, температурний стан контактної взаємодії через працюючі мастильні шари не стабілізувався. На протязі другого етапу випробувань відносна температура постійно зростала, та на кінці часу випробувань середня температура складала $72\text{--}75$ °С. Однак швидкості зміни температури за ділянками графіків мали різні значення. Так, для еталонної оливи швидкість збільшення температури напочатку випробувань складала $v_1^T=0,0064 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{с}^{-1}$, а з 17 хв вона збільшилась до $v_2^T=0,031 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{с}^{-1}$. Для оливи, яка була насичена

картерними газами при $p_2=9,5$ кгс/см² швидкість збільшення температури напочатку випробувань складала $v_1^T=0,0064$ °С·с⁻¹, а з 13 хв вона збільшилась до $v_2^T=0,059$ °С·с⁻¹. Проте для оливи, яка була насичена картерними газами при $p_3=9,0$ кгс/см² швидкість збільшення температури до 7 хв складала $v_1^T=0,016$ °С·с⁻¹, далі вона зменшилась до $v_2^T=0,012$ °С·с⁻¹, а з 23 хв знов збільшилась до $v_3^T=0,05$ °С·с⁻¹. Така температурна поведінка фрикційного контакту пояснюється деякою схильністю мастильних шарів накопичувати температурне навантаження і не виходити на режим свого руйнування та обумовлювати сталий трибологічний стан досліджуваного модельного трибоз'єднання у визначений час.

Про наведене свідчили:

- апроксимовані поліноміальною функцією графічні залежності коефіцієнта тертя від навантаження, рисунок 4.3 б, 4.5 б, 4.7 б з високою величиною достовірності – (0,73–0,91);

- апроксимовані поліноміальною функцією графічні залежності відносної температури в зоні тертя, рисунок 4.4 б, 4.6 б, 4.8 б також з достатньо високою величиною достовірності – (0,98–0,99).

В цілому, слід відмітити, що позначені вище сталі значення коефіцієнта тертя, що супроводжувались збільшенням температури свідчать про те, що мастильні утворення без підпитки компонентами оливи можуть деякий час працювати та обумовлювати граничний режим мащення.

Таким чином, в умовах відсутності підпитки зон тертя мінеральна моторна олива зі зміненими експлуатаційними показниками в наслідок її взаємодії з картерними газами впливає на трибологічний стан досліджуваних модельних трибоз'єднань.

4.2 Трибологічний стан модельного трибоз'єднання, що випробувалось на мінеральній моторній оливі EVO 5W40 SN/CF

Картина прояву трибологічного стану модельних трибоз'єднань «диск-колодка», що випробувались на еталонній моторній оливі, тобто оливі, яка зовсім не піддавалася взаємодії з картерними газами, наведено на рисунку 4.9, 4.10, на моторній оливі, яка піддавалася взаємодії з картерними газами при компресії у циліндрах двигуна $p_2=9,5$ кгс/см² на протязі 4,5 хв наведено на рисунках 4.11, 4.12, при компресії у циліндрах двигуна $p_3=9,0$ кгс/см² на протязі 4,5 хв відповідно на рисунках 4.13, 4.14.

Аналіз побудованих графічних залежностей вказує на наступне.

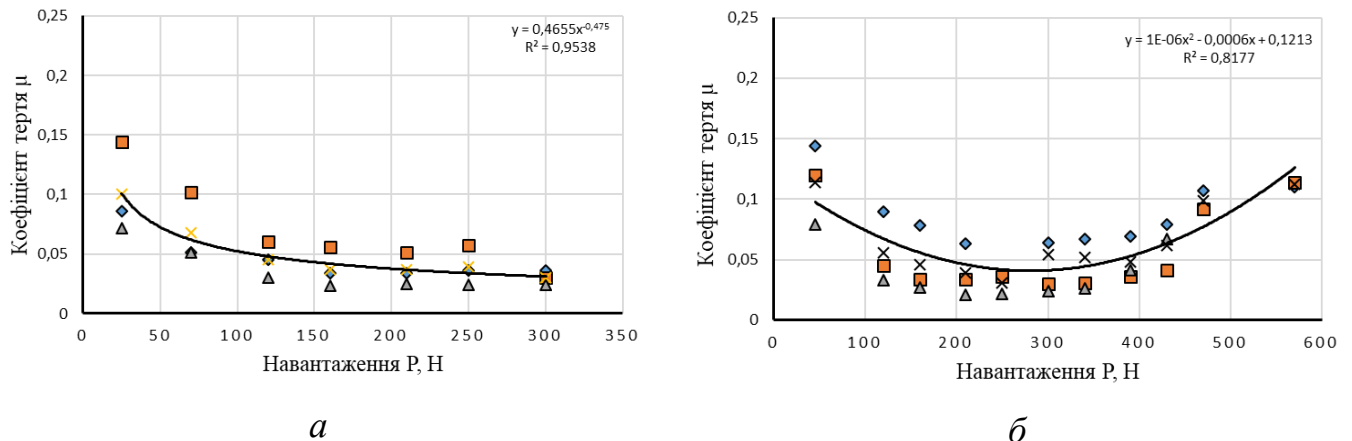


Рисунок 4.9 – Залежність динамічного коефіцієнта тертя від навантаження в зоні тертя при випробуванні еталонної моторної оливи EVO 5W40 SN/CF:

а – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

На етапі моделювання припрацювання оливи до поверхонь тертя у трибоз'єднанні вихід на сталий режим тертя не спостерігався, тобто явна стабілізація динамічного коефіцієнта тертя не наступала, але мала місце тенденція до цього. Про це свідчили:

– апроксимовані степеневою функцією графічні залежності коефіцієнта тертя від навантаження рисунок 4.9 *а*, 4.11 *а*, 4.13 *а* з достатньо високою величиною достовірності – (0,91–0,98);

– апроксимовані поліноміальною функцією графічні залежності відносної температури рисунок 4.10 *a*, 4.12 *a*, 4.14 *a* також з достатньо високою величиною достовірності – (0,93–0,99).

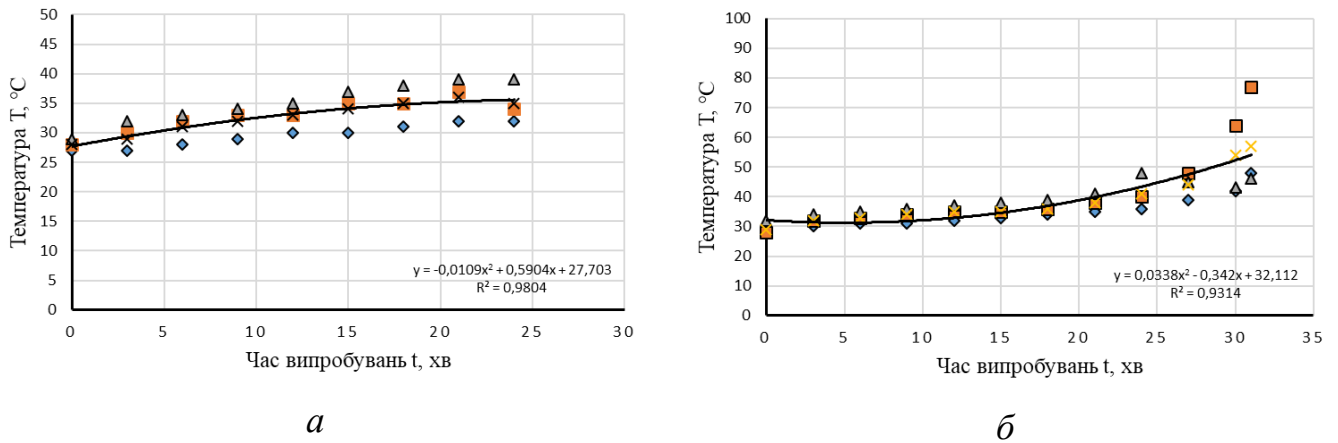
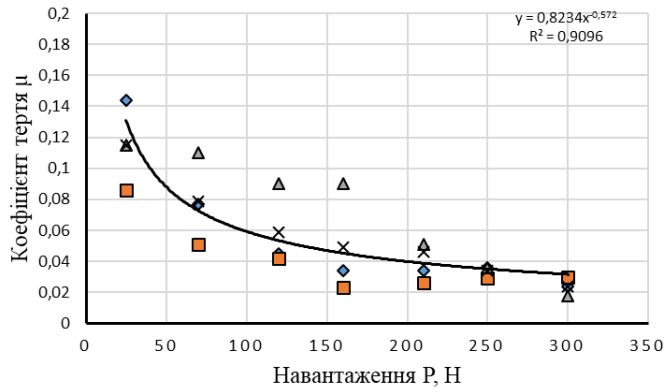


Рисунок 4.10 – Зміна відносного температурного стану в зоні тертя за часом випробувань еталонної моторної оливи EVO 5W40 SN/CF:

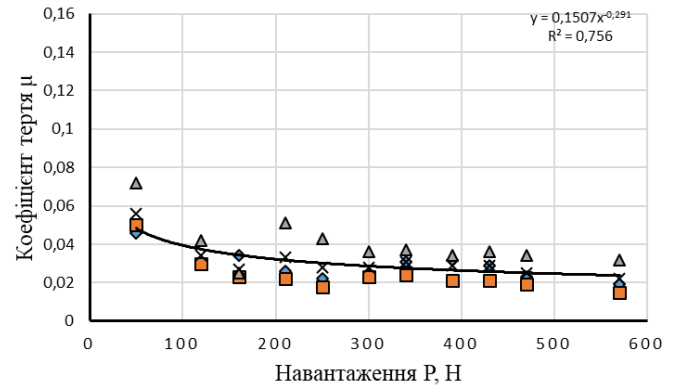
a – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

Починаючи з навантаження у 150 Н характер зменшення коефіцієнта тертя майже однаковий, його значення знаходяться у межах 0,04–0,03, а температурний стан обумовлювався температурами від 35 °С до 40 °С.

Це свідчить про прояв в кінці першого етапу режиму граничного мащення, на який змінені експлуатаційні показники моторних оливи особливо не впливають. У порівнянні з моторною оливою AZMOL 15W40 CI-4/SL слід відмітити зниження коефіцієнта тертя наприкінці першого етапу на 20% та температури на 12–20%. Це свідчить про менші термомеханічні напруження, які виникали у мастильних шарах.



а

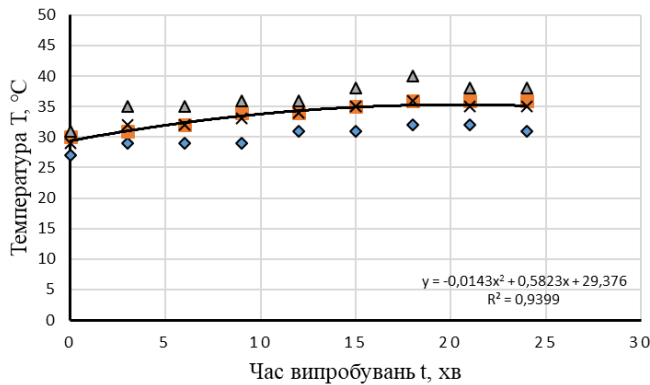


б

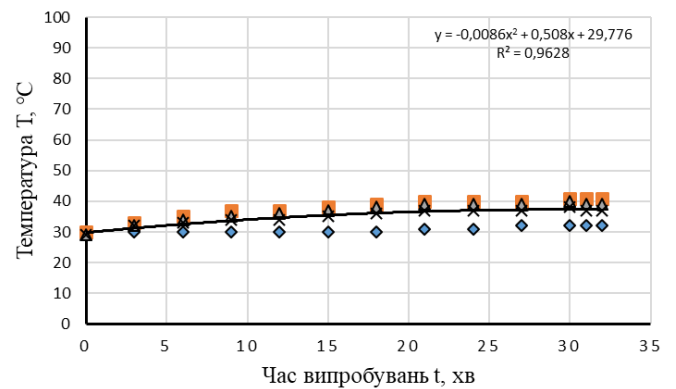
Рисунок 4.11 – Залежність динамічного коефіцієнта тертя від навантаження в зоні тертя моторної оливи EVO 5W40 SN/CF застарілої при $p=9,5$ кгс/см² протягом 4,5 хв:

а – при терті з подачею оливи; б – при відсутності подачі оливи

Однак на етапі моделювання порушення несучої здатності утворених припрацюванням мастильних шарів виявлені відмінності як серед зразків оливи EVO 5W30 SN/CF, так і у порівнянні з моторною оливою AZMOL 15W40 CI-4/SL.



а



б

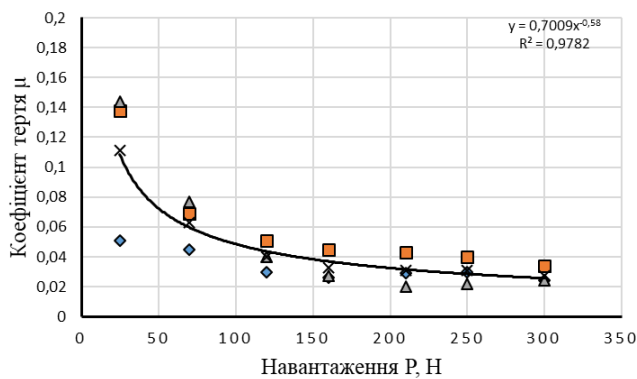
Рисунок 4.12 – Зміна відносного температурного стану в зоні тертя за часом випробувань моторної оливи EVO 5W40 SN/CF застарілої при $p=9,5$ кгс/см² протягом 4,5 хв:

а – при терті з подачею оливи; б – при відсутності подачі оливи

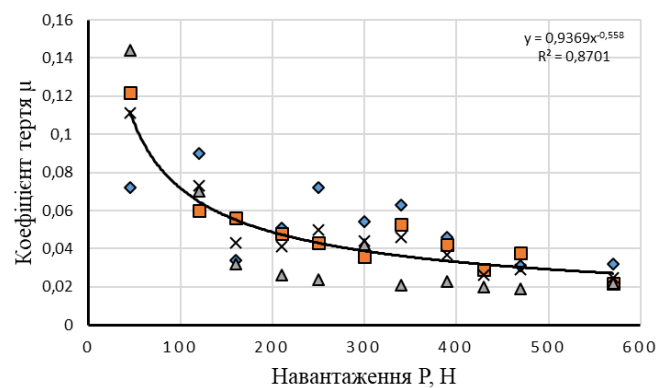
По-перше, мала місце тенденція на зміну характеру прояву здатності сформованих мастильних шарів чинити опір зближенню поверхонь тертя одну до одної тільки для еталонного зразка оливи EVO 5W30. Це пояснюється тим, що спочатку коефіцієнт тертя зменшується, а потім збільшується, рисунок 4.9 б. Для зразків, що піддані взаємодії з КГ коефіцієнт тертя зменшувався на протязі всього етапу випробувань, та мали місце його неоднакові швидкості змінення та поточні значення, рисунок 4.11 б, 4.13 б.

По-друге, діапазон навантажень для еталонного зразка EVO 5W30, при яких мав місце мінімальний коефіцієнт тертя $\mu=0,04$ зменшився у порівнянні з еталонним зразком AZMOL 15W40 до $\Delta P=50$ Н і склав $P=250-300$ Н, рисунок 4.9 б. При цьому збільшення коефіцієнта тертя на 20% до $\mu=0,038-0,042$ у порівнянні з $\mu=0,03-0,035$ (рисунок 4.3 б) для оливи AZMOL 15W40 свідчить про більшу механічну напруженість контакту через остаточні мастильні утворення, які сформувалися з синтетичних компонентів. Це підтверджується також:

- збільшенням швидкості зміни коефіцієнта тертя до $v_t^{\mu}=2,05 \cdot 10^{-6} \text{ c}^{-1} \cdot \text{H}^{-1}$, що у 2,4 рази вище, ніж у еталонного зразка оливи AZMOL 15W40;
- різким збільшенням швидкості зміни температури, починаючи з 15 хв випробувань, $v_0^T=0,018 \text{ }^{\circ}\text{C} \cdot \text{c}^{-1}$.



а

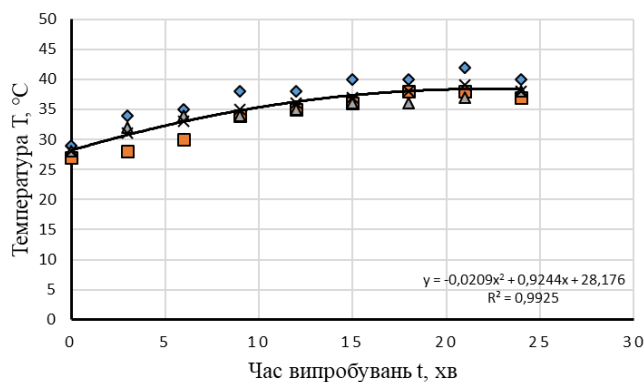


б

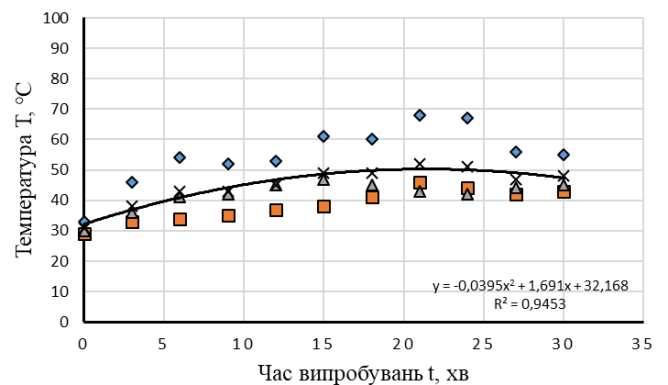
Рисунок 4.13 – Залежність динамічного коефіцієнта тертя від навантаження в зоні тертя моторної оливи EVO 5W40 SN/CF застарілої при $p=9,0 \text{ кгс/см}^2$ протягом 4,5 хв:

а – при терті з подачею оливи; б – при відсутності подачі оливи

По-третє, швидкість зменшення коефіцієнта тертя для зразків, що взаємодіяли з КГ різних інтенсивностей насичення мала суперечливі прояви. Так, для зразків, які були насичені картерними газами при $p_3=9,0$ кгс/см², тобто з більшою насиченістю швидкість зменшення коефіцієнта тертя починаючи з навантаження $P=350$ Н склала $v_t^u=0,95 \cdot 10^{-6}$ с⁻¹·Н⁻¹. Для оливи, яка була насичена КГ при $p_2=9,5$ кгс/см², тобто з меншою насиченістю, швидкість зменшення тертя, починаючи з навантаження $P=350$ Н склала $v_t^u=0,42 \cdot 10^{-6}$ с⁻¹·Н⁻¹, що у два рази менше ніж, для зразків з більшою насиченістю. Такий прояв мастильної здатності вказує на можливість зміни механізму насичення компонентів синтетичної оливи вуглеводними сполуками із складу КГ та можливості створення полімолекулярних тонких мастильних шарів підвищеної несучої здатності, що не спостерігалось для мінеральної оливи. При цьому надійна несуча здатність шарів у досліджуваному діапазоні навантажень від $P_1=300$ Н до $P_2=600$ Н супроводжується граничним мащенням з низьким коефіцієнтом тертя $\mu=0,04-0,025$. За параметрами створеного механічного тиску у зоні тертя діапазон контактних тисків у наведеному випадку склав від 9,7 МПа до 18,4 МПа для оливи з меншою інтенсивністю насичення КГ, та від 7,7 МПа до 14,6 МПа з більшою інтенсивністю насичення КГ.



а



б

Рисунок 4.14 – Зміна відносного температурного стану в зоні тертя за часом випробувань моторної оливи EVO 5W40 SN/CF застарілої при $p=9,0$ кгс/см² протягом 4,5 хв:

a – при терті з подачею оливи; *б* – при відсутності подачі оливи

По-четверте, температурний стан контактної взаємодії через працюючі мастильні шари за винятком еталонних зразків стабілізувався починаючи з 20 хв випробувань. При цьому, для зразків з меншою інтенсивністю насичення КГ температура сталого стану склала $T=38\pm 3$ °С, а для зразків з більшою інтенсивністю насичення КГ температура сталого стану склала $T=50\pm 5$ С.

Така температурна поведінка фрикційного контакту пояснюється створенням термодинамічних умов для рівноважного стану мастильних шарів накопичувати, передавати та розсіювати температурне навантаження і не виходити на режим свого руйнування та обумовлювати сталий трибологічний стан досліджуваного модельного трибоз'єднання у визначений час.

Про наведене свідчили:

– апроксимовані графічні залежності коефіцієнта тертя від навантаження поліноміальною функцією, рисунок 4.9 *б* з достовірністю – 0,82; та статичною функцією, рисунок 4.11 *б*, 4.13 *б* з достовірностями – 0,76 і 0,87 відповідно;

– апроксимовані поліноміальною функцією графічні залежності відносної температури в зоні тертя, рисунок 4.10 *б*, 4.12 *б*, 4.14 *б* з достатньо високою величиною достовірності – (0,93–0,96).

В цілому слід відмітити, що виявлена та позначена динаміка змін значень коефіцієнта тертя та температурного стану контакту через мастильні шари, що створенні тертям з присутністю компонентів КГ, вказує на їх здатність у визначеному діапазоні навантажень працювати та обумовлювати граничний режим мащення.

Таким чином, в умовах відсутності підпитки зон тертя синтетична моторна олива зі зміненими експлуатаційними показниками внаслідок її взаємодії з картерними газами поліпшує трибологічний стан досліджуваних модельних трибоз'єднань.

4.3 Оцінка зносної складової трибологічного стану модельного трибоз'єднання

Аналіз даних, наведених у таблиці 4.1, вказує на наступне. Отримані значення запропонованої приведеної характеристики зношування I_L^m добре узгоджується зі значеннями та характером зміни динамічного коефіцієнта тертя. Тобто більші його значення та відповідні напрямки зміни значень (зменшення, збільшення за графічними залежностями) обумовлюють пряму кореляцію з інтенсивністю зношування.

За загальним циклом випробувань приведена інтенсивність зношування I_L^m сплаву АО20-1 при збільшенні в 1,26 та в 1,33 разів інтенсивності прориву газів (відносно нормативного значення за параметром тиску на такти стискування $p=12$ кгс/см²) в умовах дії компонентів з мінеральної оливи збільшується в 1,9 і 3,2 разів відповідно. В той же час, з синтетичною оливою приведена інтенсивність зношування зменшується в 1,15 разі.

У цілому, приведена інтенсивність зношування сплаву АО20-1 при застосуванні синтетичної оливи примусово зістареної картерними газами з критичною інтенсивністю прориву газів (прорив газів при тиску стискання у циліндрі $p=9,0$ кгс/см²) у 1,7 разі менше, ніж для мінеральної оливи. Однак при $p=9,5$ кгс/см² приведені інтенсивності зношування порівняно рівні.

4.4 Прогнозна оцінка прояву антифрикційної та протизносної властивостей моторних олив, підданих взаємодії з картерними газами

Мастильні шари, які створюються на поверхнях тертя деталей повинні надійно захищати їх від безпосередньої взаємодії та виключати знос матеріалів. Особливо це стосується деталей вузлів тертя, які лімітують ресурс ДВЗ. До таких вузлів відносяться, у тому числі, підшипники ковзання колінчастого валу. При цьому, першою особливістю їх роботи є те, що у короткочасний період пуску двигуна поверхні шийок та вкладишів контактують через попередньо створенні трибологічним станом тонкі мастильні шари з компонентів моторних олив. Ці шари навантажуються

відповідними силами при зміні частоти обертання колінчастого валу. У наведений короткочасний період, наприклад, від 2 с до (5–8), насос, що закачує моторну оливу у головну масляну магістраль, працює асинхронно відносно динаміки створення надлишкового тиску у порожнині між шийкою та вкладишем. Тобто надлишкової оливи ще недостатньо, а навантаження шарів вже має місце. Частота обертання колінчастого валу при цьому швидко змінюється від 50 хв^{-1} до частоти холостого ходу $n_{xx} + \Delta n$, що обумовлене надійним пуском, наприклад, $\Delta n = 100\text{--}300 \text{ хв}^{-1}$. Поверхні тертя при цьому навантажуються до перших підхватів обертання силами інерції. При початку самостійної роботи та далі результуючими силами від сил, що створюються робочими газами у ЦПГ в залежності від навантаження на двигун.

Другою особливістю є те, що при наявності надлишкової оливи за швидкістю обертання шийки виникає гідропідйомна сила та між поверхнями настає гідродинамічний режим мащення, при якому створюється надійний проміжний мастильний шар. Частота обертання колінчастого валу вже від частоти холостого ходу та вище. Однак, за наявності збоїв у подачі надлишкової оливи мастильні шари під дією сил навантаження руйнуються та створюються умови для виникнення неприпустимих пошкоджень робочих поверхонь, і як наслідок, катастрофічний їх знос.

Виходячи з цього має значення:

- по-перше, можливий прояв антифрикційної властивості утворених мастильних шарів, що визначають режим мащення, яка характеризується коефіцієнтом тертя;
- по-друге, можливий прояв протизносної властивості утворених мастильних шарів, яка характеризується зносом. У випадку даних досліджень це приведений знос антифрикційного шару зразка-вкладиша.

За результатами проведених триботехнічних випробувань моторних олів у п.7.2, 7.3 отримані закономірності прояву коефіцієнта тертя та зносу антифрикційного шару зразків-колодок при моделюванні навантаження мастильних утворень в умовах, які можуть бути подібними за фізичною

сутністю процесам, що відбуваються при пуску двигуна, але з деякими допущеннями та обмеженнями. Тобто стає можливим застосувати ці закономірності при прояві силового навантаження, яке при цьому має місце.

Для прогнозування змін визначених характеристик пропонується використати метод прямої екстраполяції.

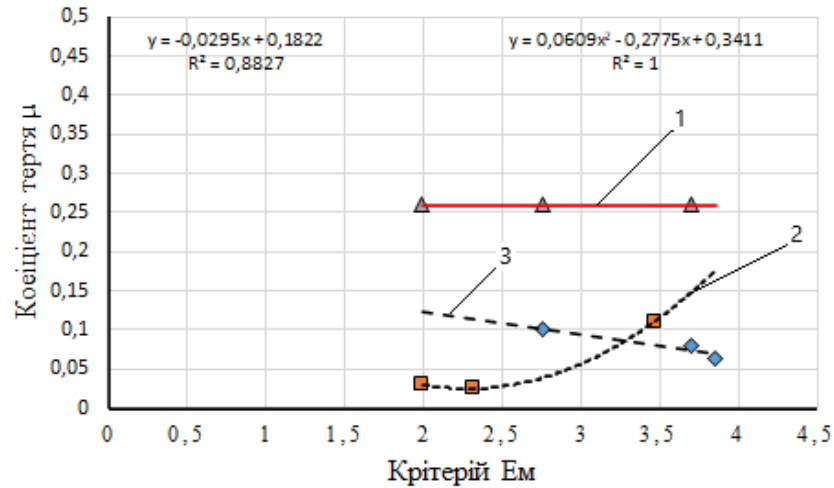
Для визначення сил навантаження підшипників ковзання використані результати теоретичних досліджень авторів, які наведено у роботах [34, 39]. В роботі [39] наведені середні значення результуючої сили, яка навантажує шатунний підшипник бензинового двигуна 4Ч7,6/8, який має діапазон робочих частот обертання колінчастого валу від 900 до 5600 хв⁻¹. При цьому, для кожної частоти обертання вибирались вихідні дані для трьох навантажувальних точок: максимальне навантаження, яке відповідає повному відкриттю дросельної заслінки; середнє навантаження – тиск p_a , відповідний режиму половини максимального крутного моменту, що розвивається на даному режимі. Для спрощення розрахунків мінімальне навантаження задавалось постійним тиском $p_a=28360$ Па, підібраним з умови нульового ефективного крутного моменту на валу двигуна на обертах холостого ходу [39]. Так, при частоті обертання $n=900$ хв⁻¹ з навантаженням в 0% $R_{\text{ши}}=553$ Н, в 25% $R_{\text{ши}}=951$ Н, в 50% $R_{\text{ши}}=1350$ Н.

Для прогнозування використано дві сили 553Н та 951Н, які навантажують шатунний підшипник при пуску двигуна. При цьому навантаження у 25% як раз і обумовить приріст частоти обертання при надійному пуску двигуна.

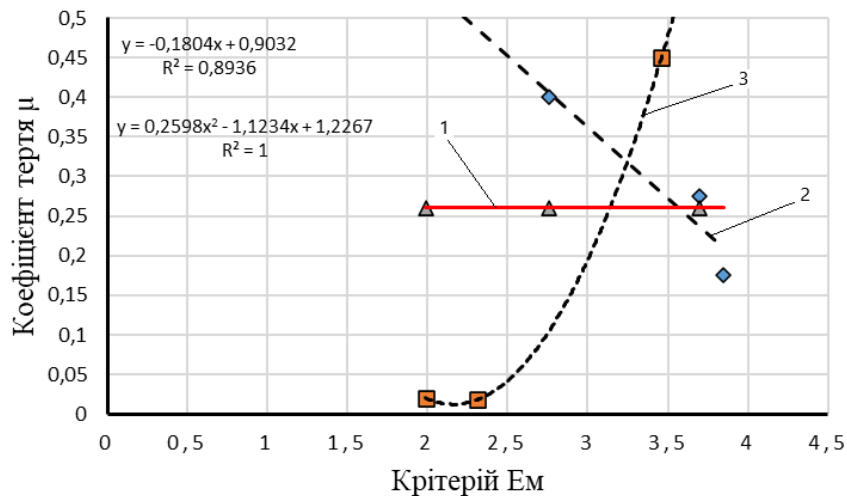
У відповідності з роботою [34] для оцінки руйнування мастильних шарів використано значення коефіцієнта сухого тертя для системи матеріалів «45ХН2МФА-АО20-1», $\mu=0,26$.

У відповідності з встановленими у п. 4.1, 4.2 тенденціями зміни коефіцієнта тертя від модельованого навантаження з використанням програми Microsoft Excel Worksheet побудовані залежності зміни прогнозованого коефіцієнта тертя від комплексного критерію оцінки експлуатаційного стану

моторних оливах E_M з урахуванням сил, що діють при пуску двигуна. При цьому, прогнозування здійснювалось для умов відсутності подачі оливи, тобто при контакти поверхонь через мастильні утворення, які створилися попередньо з подачею оливи. Результати наведено на рисунку 4.15.



а



б

Рисунок 4.15 – Залежність коефіцієнта тертя від критерію E_M при моделюванні навантаження при роботі підшипника на статочних мастильних утвореннях: *а* – навантаження $P_1=553\text{Н}$; *б* – навантаження $P_2=951\text{Н}$; 1 – коефіцієнт сухого тертя; 2 – олива EVO 5W40; 3 – AZMOL 15W40

Аналіз наведених на рисунку 4.15 закономірностей вказує на наступне.

По-перше. Навантаження на мастильні утворення відіграє суттєву роль, що пояснюється виходом коефіцієнта тертя за межі сухого тертя з приростом нормального навантаження $\Delta P=400\text{Н}$, але не однозначно для моторних оливок за різними основами. Оскільки приріст навантаження здійснюється миттєво при пуску двигуна, то неминучі і процеси динамічного сприйняття навантажень на мастильні утворення, здійснення опору руйнуванню та безпосередньо їх руйнування. При цьому, експлуатаційний технічний стан моторних оливок, за запропонованим комплексним критерієм оцінки, визначає запас їх поточних трибологічних властивостей, забезпечує, як мінімум, граничне мащення та захищає металеві поверхні від механічного впливу.

По-друге. Коефіцієнт тертя відносно еталонного значення комплексного критерію (для оливи EVO 5W40 $E_M=3,46$, для оливи AZMOL 15W40 відповідно $E_M=3,85$) з його зменшенням, що викликано впливом взаємодії з картерними газами, змінюється неоднозначно. При навантаженні на двигун в 0% ($P_1=553\text{Н}$), а також при стартерному обертанні колінчастого валу до початку підхватів циліндрів, можливі прояви граничного мащення та захист металевих поверхонь від патологічних зносів для обох моторних оливок. При цьому, більш якісні антифрикційні властивості будуть забезпечувати мастильні утворення в зоні контакту, що створилися із синтетичної оливи EVO 5W40. Однак з приростом навантаження на двигун від 0% до 25% ($P_2=951\text{Н}$) захист металевих поверхонь може бути забезпечений тільки мастильними утвореннями, які створилися із синтетичної оливи EVO 5W40, при цьому має місце дуже низький прогнозований коефіцієнт тертя $\mu=0,025-0,03$. Мінеральна моторна олива не забезпечує захист металевих поверхонь попередньо створеними мастильними шарами, про що свідчить збільшення прогнозованого коефіцієнта тертя більше ніж $\mu=0,25$. Останнє, в свою чергу, обумовить протікання патологічних процесів руйнувань поверхонь тертя. Але також, слід відмітити, що для еталонних станів моторних оливок, тобто з не втраченими експлуатаційними властивостями, в аналізованих умовах відсутності подачі їх в зону тертя, більш надійний режим

мащення буде забезпечувати мінеральна олива AZMOL 15W40 на грані руйнувань шарів, попередньо створених з її молекул, $\mu=0,16-0,18$.

Висновки за розділом

1. Проведені триботехнічні випробування на малогабаритних зразках дозволили отримати статистичні дані та побудувати закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя та відносного температурного стану контакту у модельному трибоз'єднанні типу «диск, що обертається – нерухома колодка».

2. Представлений трибологічний стан модельного трибоз'єднання, що імітує контакт поверхонь у підшипниках ковзання колінчастого валу, показав неоднозначність прояву в ньому антифрикційних та протизносних властивостей примусово зістарених дослідних моторних олив в умовах, що моделюють режим мастильного (плівкового) голодування.

3. Виконана прогнозна оцінка характеру прояву здатності мастильних шарів, що сформовані тертям з компонентів зістарених моторних олив, чинити опір руйнуванню при зміні силового параметра їх навантаження.

ВИСНОВКИ

Виконане аналітичне дослідження складових системи «моторна олива – відпрацьовуванні газів – вентиляція картера» дозволило поширити відомості про особливості взаємозв'язків між її складовими та здійснити подальше розкриття основ оцінки технічного стану систем вентиляції картера за умовами впливу на показники моторних олив.

Встановлено, що інтенсивність взаємодії парів моторної оливи з робочими газами, які прориваються у картер через зазор «кільце-циліндр», та призводить до зниження експлуатаційних показників моторних олив визначається швидкістю їх відведення та спрямованістю до великої гілки циркуляції через відокремлювач моторної оливи.

Запропоновано для оцінки стану системи вентиляції картера нову характеристику - «внутрішня оливна безпека».

Визначено, що при керуванні робочими процесами у системі вентиляції картера двигунів зі значною втратою ресурсу по зазору у трибоз'єднанні «кільце-циліндр», коли буде мати місце «внутрішня оливна небезпека» необхідно здійснювати комплекс конструктивних заходів.

Попередньо проведено розрахунки можливих значень об'єму газів, які прориваються через зазор у ЦПГ за цикл. При цьому визначено, що за позначеними обмеженнями зміна прориву газів за умовним граничним зносом та падінням індикаторного тиску складає 18%.

Попередньо визначені межі запропонованого критерію ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою. На підставі визначеного об'єму картера та об'єму газів, які прориваються, для геометричних параметрів двигуна ВАЗ-21011 нижня межа критерію складає $E_k^m = 0,93$.

Запропоновано новий критерій для оцінки взаємодії моторної оливи з картерними газами у вигляді інтенсивності навантаженості моторної оливи картерними газами за режимами роботи двигуна та технічного стану ЦПГ. При цьому здійснена його перевірка за експериментальними даними та визначено доцільність до подальшого застосування.

Для оцінки проявів експлуатаційних властивостей примусово зістарених моторних олив запропоновано методику визначення тривалості дії дози мастильного матеріалу визначеним об'ємом, яка буде формуватися припрацюванням малогабаритних зразків з наступним припиненням подачі об'ємних доз моторної оливи у зону тертя, що є напрямком подальших досліджень.

Запропоновані підходи до фізичного моделювання навантаження на мастильні утворення з моторних олив AZMOL 15W40 CI-4/SL, EVO 5W30 SN/CF з частково втраченими експлуатаційними властивостями від дії картерних газів в системі конструкційних матеріалів «40X-AO20-1» дозволили:

– по-перше, встановити графічні закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя від ступінчастого нормального навантаження, відносного температурного стану контакту через мастильні утворення, напрямом та характер зміни приведеної інтенсивності зношування антифрикційного шару зі сплаву AO20-1;

- по-друге, оцінити трибологічний стан модельного трибоз'єднання при частковому відтворенні швидкісного та силового режиму взаємодії поверхонь тертя підшипників ковзання колінчастого валу бензинового ДВЗ при зміні експлуатаційних параметрів досліджуваних моторних олив.

Отримані закономірності зміни трибологічного стану досліджуваного модельного трибоз'єднання вказують на доцільність врахування можливих режимів роботи кривошипно-шатунового механізму бензинового двигуна при використанні мінеральної та синтетичної олив, оскільки прояви режимів мащення при їх зістаренні від взаємодії з картерними газами прогнозовано можуть бути неоднозначними.

В цілому, відмічається позитивний вплив картерних газів на трибологічні властивості синтетичної моторної оливи EVO 5W40 SN/CF, з компонентів якої в результаті контактної взаємодії створюються більш надійні мастильні утворення.

Отримані результати представляються значущими для розробки рекомендацій для забезпечення експлуатаційної надійності бензинових ДВЗ на етапах втрачання ресурсу до капітального ремонту.

Використаний метод прямої екстраполяції дозволив теоретично виявити трибологічні стани елементів трибоз'єднань у підшипнику ковзання колінчастого валу при моделюванні дії сил механічного навантаження на мастильні утворення в умовах відсутності подачі моторних оливо в зону тертя, тобто при мастильному голодуванні.

Напрямок подальших досліджень слід вважати уточнення параметрів оцінки ефективності взаємодії відпрацьованих газів з моторною оливою, інтенсивності навантаження моторної оливи картерними газами.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ковальский Б. И., Безбородов Ю. Н., Малышева Н. Н., Рунда М. М., Шрам В. Г. Влияние доливов на процессы окисления моторных масел. Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2011. <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-dolivov-na-protsessy-okisleniya-motornyh-masel>.
2. Васильев С. И., Попов А. С., Ковальский Б. И. Метод и средства контроля ресурса моторных масел // Сибирский аэрокосмический журнал. 2010. <https://cyberleninka.ru/article/n/metod-kontrolya-vliyaniya-dolivov/viewer>.
3. Верещагин В. И., Ковальский Б. И., Рунда М. М., Шрам В. Г., Берко А. В. Влияние процесса старения моторного масла RAVENOL VSI 5W-40 SM/CF на его противоизносные свойства // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2013. <https://cyberleninka.ru/article/n/vliyanie-protssessa-stareniya-motornogo-masla-ravenol-vsi-5w-40-sm-cf-na-ego-protivoiznosnye-svoystva>.
4. Утаев С. А. Изменения свойства моторных масел газовых двигателей внутреннего сгорания. Современные материалы, техника и технологии. 2018. <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-srabytyvaniya-i-nepreryvnogo-vvoda-prisadok-k-maslam-gazodvigately>.
5. Ковальский Б. И., Шрам В. Г., Петров О. Н., Сокольников А. Н., Иванова С. И. // Исследование влияния процессов окисления на вязкостно-температурные свойства моторных масел. Известия ТулГУ. Технические науки. 2016. Вып. 7. Ч. 2. С.182–190.
6. Ковальский Б. И., Абазин Д. Д., Верещагин В. И., Лысянникова Н. Н. // Термоокислительная стабильность синтетических моторных масел. Известия ТулГУ. Технические науки. 2017. Вып. 6. С.200–209.

7. Корнеев С. В., Пашукевич С. В., Тришкин А. О., Буравкин А. В. Изменение характеристик моторных масел в газопоршневых двигателях большой мощности. Вестник СибАДИ, выпуск 4–5 (56–57), 2017. С.36–42.
8. Мацкевич Д. В. Управление реологическими характеристиками моторных масел судовых дизелей. Проблемы техники, №2. 2013. С.52–60.
9. Кубіч В. І. Експлуатаційні показники моторних олів при моделюванні взаємодії з картерними газами ДВЗ / В. І. Кубіч, О. Г. Чернета, Д. Е. Дрібас // Проблеми тертя та зношування в машинах. Київ, НАУ. №4 (89). 2020. С.12–23.
10. Кубич В. И. Комплексный критерий оценки эксплуатационного состояния моторного масла. В. И. Кубич, О. Г. Чернета / Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: СЕУТТОО-2020. Матеріали 11-ї між нар. наук.-практ. конфер., 8–10 вересня 2020 року. Херсон: Херсонська державна морська академія. С.46–50.
11. Кубіч В. І. Навантаження і тиск картерних газів при зміні триботехнічного стану ЦПГ бензинового ДВЗ/ В. І. Кубіч, О.Г. Чернета, Д. Е. Дрібас // XI між нар. наук.-практ. конфер. «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» 3–4 грудня 2020 року. ДІ НУ «Одеська морська академія». С.57-61.
12. Дрібас Д. Е. Дослідження впливу картерних газів бензинового двигуна на експлуатаційні показники моторних олів: магістерська робота / Д. Е. Дрібас. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2020. 95 с. <http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/7203>.
13. Система вентиляции картера двигателя 2111 (схема). <https://twokarburators.ru/sistema-ventilyacii-kartera-dvigatel-2111/>
14. Система вентиляции картера двигателя Нива 21213, схема. <https://twokarburators.ru/system-ventylacy-cartera-niva-21213/>
15. Система вентиляции картера двигателя с карбюратором 2105, 2107 Озон. <https://twokarburators.ru/sistema-ventilyacii-kartera-dvigatel-ozon/>
16. Принудительная вентиляция газов из картера. <https://tj-service.ru/rekomendatsii/prinuditelnaya-ventilyatsiya-gazov-iz-kartera>.

17. Андриянов С. М., Никишин В. Н., Куликов А. С. Анализ и разработка маслоотделителя системы вентиляции картера высокофорсированного дизельного двигателя. Тракторы и сельхозмашины, №10. 2017. С.20–27.

18. Патент №2400636 RU. МПК F01M 13/02. Устройство открытой системы вентиляции картера двигателя внутреннего сгорания. Мартынюк Н. П., Шкилев В. Д., Мартинюк Е. М., Долomanжи Г. П., Фитикау В. Оpubл.: 27.09.2010. Бюл. № 27.

19. Патент №2509220 RU. МПК F01M 13/02. Устройство вентиляции картерных газов. Парфенов Ю. А. Оpubл.: 10.03.2014 Бюл. № 7.

20. Патент №2570677 RU. МПК F01M 13/02. Система двигателя (варианты). Лииматта Г. Д., Смит Т. Э., Валенсия Ф. А. Оpubл.: 10.12.2015 Бюл. № 34.

21. Патент №115830 RU. МПК F01M 13/02. Система улучшения вентиляции картера двигателя (варианты). Лииматта Г. Д., Смит Т. Э., Валенсия Ф. А. Оpubл.: 10.05.2012 Бюл. № 13.

22. Патент №134 594 RU. МПК F01M 13/02. Устройство для снижения заброса моторного масла в систему вентиляции картера ДВС. Баринов О. В., Башегуров С. В., Ямаев А. С. Оpubл.: 20.11.2013 Бюл. № 32.

23. MERCEDES BENZ W210 E класс, с 1995 по 2002 г., бензин/дизель. Руководство по эксплуатации, ремонту. – Чижовка, 2006. 264 с.

24. Ширяев Ф. Г. Opel Frontera (1991–1998): Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию. "Технобук". 2002. 352 с.

25. Патент №30955 UA. МПК F01M 13/02. Спосіб вентиляції картера двигуна внутрішнього згорання з турбонадуванням. Аулін В. В., Лозовий О. С., Жулай О. Ю., Бобрицький О. М., Лисенкол С. В. Оpubл.: 30.12.1899, Бюл.№ 1, 1899 р.

26. Андриянов С. М., Никишин В. Н., Куликов А. С. Анализ и разработка маслоотделителя системы вентиляции картера высокофорсированного дизельного двигателя. Тракторы и сельхозмашины, №10. 2017. С.20–27.

27. Николаев Е.В. Совершенствование технологии диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя по параметрам картерных газов. Автореф. дис. кан. тех. наук. М.: 2013. <https://www.dissercat.com/content/sovershenstvovanie-tekhnologii-diagnostirovaniya-tsilindroporshnevoi-gruppy-dizelnogo-dvigat>.

28. Николаев Е. В., Нистратов Н. С. Расход картерных газов отражает техническое состояние ЦПГ двигателя. Техника и оборудование для села, №9. 2011. С. 41–42.

29. ГОСТ 30480-97. Обеспечение износостойкости изделий. Методы испытаний на износостойкость. Общие требования. 11 с.

30. ГОСТ 23.224-86. Обеспечение износостойкости изделий. Методы оценки износостойкости восстановленных деталей. 28 с.

31. ГОСТ 27640-88. Материалы конструкционные и смазочные. Методы экспериментальной оценки коэффициента трения. 11 с.

32. Рекомендации Р 50-54-44-88. Метод определения показателей продолжительности смазочного действия пластичного смазочного материала. 20 с.

33. Справочник по триботехнике. По об. Ред. Хебди М., Чичинадзе А. В., В 3 т. Т.1. Теоретические основы. М.: Машиностроение, 1989. 400 с.

34. Кубич В. И. Коэффициент трения триад «45ХН2МФА А. В. Lukoil-Super АО20-1», «12Х2Н4 - Lukoil-Super - АО20-1» в условиях ступенчатого нагружения /В.И. Кубич// Проблеми тертя та зношування №61. – 2013. – С.37-45.

35. Кубич В. І., Івченко Л. Й. Про вплив вмісту компонентів галієво-індієвого середовища на триботехнічні характеристики трибоз'єднання. Вип. №52, С.92–101. Проблеми тертя та зношування.

36. Кубич В. І. Навантаження і тиск картерних газів при зміні триботехнічного стану ЦПГ бензинового ДВЗ/ В. І. Кубич, О. Г. Чернета, Д. Е. Дрібас // XI між нар. наук.-практ. конфер. «Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту» 34 грудня 2020 року. ДІ НУ «Одеська морська академія». С.57–61.

37. Сотніков, Є. Г. Удосконалення складу газотермічних ущільнювальних покриттів деталей турбіни для підвищення ефективності газотурбінних двигунів [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.02.01 "Матеріалознавство" / Сотніков Євгеній Георгійович. – Запоріжжя, 2018. 193 с.

38. Колчин А.И. Расчет автомобильных і тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / Колчин А. И., Демидов В. П. 4-е изд. М.: Высшая школа, 2008. 496 с.

39. Слинько Г. І. Вплив навантаження бензинового чотиритактового двигуна на критерій мащення шатунного підшипника колінчастого валу / Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, В. І. Бокарев // Вісник двигунобудування. Запоріжжя, АО «Мотор Сич». т.1. 2019. С.18–28.

40. Кубіч В. І., Чернета О. Г., Мимоход Д. Ю. Вплив примусово зістарених моторних олів на трибологічний стан модельного трибоз'єднання / Проблеми тертя та зношування. №3(96), 2022. К.: НАУ. С.41–52.