

## Пояснювальна записка

до дипломної роботи

бакалавра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Галузь знань 13 Механічна інженерія

Шифр і назва галузі знань

Напрямок підготовки (спеціальність): 132 «Матеріалознавство,  
Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

Шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності)

на тему: **«Підвищення ресурсу циліндропоршневої групи  
шляхом додавання ультрадисперсних алмазів в мастило на  
прикладі двигуна DF4»**

Шифр ДРМТВАТАМ 23. 20096.000 ПЗ

Виконав: студент 3-го курсу,  
група МТВАс-20-2

  
Підпис

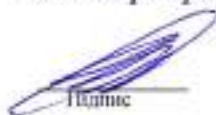
Д. В. Василюшин  
Ініціали, прізвище

Керівник к.т.н., доц. каф ТАМ.

  
Підпис

С. Ф. Посонський  
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:  
зав. кафедри ТАМ д.т.н., проф.

  
Підпис

О. В. Духа  
Ініціали, прізвище

9 06 2023 р.

# ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Освітній рівень бакалавр

Спеціальність 132 «Матеріалознавство».

Спеціалізація «Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ТАМ

*Диха О.В.*

06 березня 2023 року

## ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

*Василишину Дмитру Володимировичу*

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: Підвищення ресурсу циліндропоршневої групи шляхом додавання ультрадисперсних алмазів в мастило на прикладі двигуна DF4.

керівник роботи: Посонський Сергій Феліксович, доцент каф. ТАМ.

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 1.03.2023 р. № 5 (Д 14)

2. Строк подання студентом проекту (роботи) на кафедрі 20.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) *Матеріали курсових робіт і проектів.*

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1) Аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT».

2) Діагностика і ремонт циліндропоршневої групи двигуна.

3) Огляд експериментальних даних про вплив добавок ультрадисперсних алмазів (наноалмазів) на зносостійкість пар тертя.

4) Розрахунок ресурсу трибоспряження кільце – гільза циліндра ДВЗ.

5. Перелік графічного матеріалу (презентація):

*Розробити презентацію у вигляді слайдів з розкриттям питань відповідно до мети роботи.*

## 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 6 березня 2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT».	7.04.2023	вик
2	Діагностика і ремонт циліндропоршневої групи двигуна.	11.05.2023	вик
3	Огляд експериментальних даних про вплив добавок ультрадисперсних алмазів (наноалмазів) на зносостійкість пар тертя.	18.05.2023	вик
4	Розрахунок ресурсу трибоспряження кільце – гільза циліндра ДВЗ.	25.05.2023	вик
5	Оформлення роботи	10.06.2023	вик
6	Захист роботи	20.06.2023	

Студент

  
Підпис

Василишин Д.В.  
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

  
Підпис

Посонський С. Ф.  
Ініціали, прізвище

## РЕФЕРАТ

Студент гр. МТВАс-20-2 Васишин Д.В.

*Структура та обсяг пояснювальної записки.* Дипломна робота на тему «**Підвищення ресурсу циліндропоршневої групи шляхом додавання ультрадисперсних алмазів в мастило на прикладі двигуна DF4**» складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 17 найменувань, розміщених на 2 сторінках, та 4 додатків розміщених на 19 сторінках. Роботу викладено на 65 сторінках, з них 57 сторінок основного тексту, на яких розміщено 12 рисунків і 5 таблиць.

Сучасний розвиток конструкцій двигунів характеризується застосуванням нових конструкційних та експлуатаційних матеріалів. Одними з таких матеріалів є антифрикційні добавки в мастило. Аналіз застосування антифрикційних добавок у мастила різних вузлів показав їхню високу ефективність.

Введення високодисперсних добавок у мастильні середовища може сприяти перебігу механо-хімічних взаємодій у трибосистемах, що активізують процеси самоорганізації, формування структур, адаптованих до умов тертя.

У зв'язку з цим теоретичні обґрунтування та експериментальне дослідження ефективності різних добавок з метою покращення працездатності основного сполучення гільза – поршневе кільце є дуже актуальним.

В роботі розглядалась можливість використання ультрадисперсних алмазів (УДА) у мастилі з метою зменшення тертя, підвищення зносостійкості та збільшення ресурсу ДВЗ.



Завдання роботи:

1. Виконати аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT».
2. Запропонувати способи діагностики циліндропоршневої групи ДВЗ для визначення основних параметрів.
3. Дослідити вплив добавок УДА на зносостійкість деталей тертя ДВЗ розрахунковим методом.
4. Провести розрахунок ресурсу трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT» з додаванням УДА та без їх використання

**Перелік ключових слів:** ДВИГУН DF4, ЦИЛІНДРОПОРШНЕВА ГРУПА, НАНОАЛМАЗИ, МАСТИЛО, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ, ЗНОСОСТІЙКІСТЬ, РЕСУРС.

## ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ТРИБОСПРЯЖЕННЯ «ПОРШНЕВЕ КІЛЬЦЕ - ГІЛЬЗА ЦИЛІНДРА» НА ПРИКЛАДІ ДВЗ DF4 АВТОМОБІЛЯ «RENAULT»	7
1.1 Автомобіль «Renault Logan».	7
1.2 Характеристики двигуна Renault 1,2 DF4.	10
1.3 Технічні несправності та проблеми експлуатації двигуна D4F	13
1.4 Процеси тертя в циліндро-поршневій групі.	14
1.5 Методи підвищення ресурсу трибоспорядження «кільце – гільза».	23
2. ДІАГНОСТИКА І РЕМОНТ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВИГУНА	25
2.1 Загальний пристрій циліндропоршневої групи двигуна.	25
2.2 Діагностика циліндропоршневої групи двигуна.	29
2.2.1 Правила діагностування ЦПГ двигуна.	29
2.2.2 Діагностика двигуна за станом вихлопних газів.	31
2.2.3 Вимірювання компресії в циліндрах двигуна.	32
2.2.4 Вакуумний метод оцінки стану циліндропоршневої групи та прогнозування залишкового ресурсу приладом АГЦ	37
2.3 Технологія ремонту циліндропоршневої групи двигуна.	41
3. ОГЛЯД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ПРО ВПЛИВ ДОБАВОК УЛЬТРАДИСПЕРСНИХ АЛМАЗІВ (НАНОАЛМАЗІВ) НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ПАР ТЕРТЯ	45
3.1 Ультрадисперсні алмази.	45
3.2 Застосування УДА в моторних маслах.	47
4. РОЗРАХУНОК РЕСУРСУ ТРИБОСПРЯЖЕННЯ КІЛЬЦЕ – ГІЛЬЗА ЦИЛІНДРА ДВЗ	51
4.1 Вибір вихідних даних.	52
4.2 Визначення показників опорної кривої.	53
4.3 Визначення характеру контактування, контурного тиску та площі.	54
4.4 Визначення теплових параметрів контакту.	56
4.5 Визначення ресурсу сполучення.	58
ВИСНОВКИ	62
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	63
ДОДАТКИ	65

ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ				
Зм	Арк	№ Докум.	Підпис	Дата
Виконав		Василишин		
Перевір.		Посонський		
Н.контр.		Бабак		
Затвер.		Диха		
Підвищення ресурсу циліндропоршневої групи шляхом додавання ультрадисперсних алмазів в мастило на прикладі двигуна DF4			Літера	Аркуш
			4	65
МТВАс-20-2				

## ВСТУП

Прогрес в автомобільній промисловості, подальше збільшення вантажообігу автомобільного транспорту передбачає не лише кількісне зростання автопарку, а й значне покращення використання наявних автомобілів, підвищення культури експлуатації, збільшення міжремонтних термінів служби та підвищення ресурсу двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ).

Проблема підвищення довговічності деталей циліндропоршневої групи ДВЗ належить до проблем, що не втрачають своєї актуальності з плином часу. Сучасний розвиток конструкцій двигунів характеризується застосуванням нових конструкційних та експлуатаційних матеріалів. Одними з таких матеріалів є антифрикційні добавки в мастило. Аналіз застосування антифрикційних добавок у мастила різних вузлів показав їхню високу ефективність.

Стосовно сполучення циліндропоршневої групи ДВЗ в даний час виробляється більше 20 антифрикційних добавок різної дії.

Введення високодисперсних добавок у мастильні середовища може сприяти перебігу механо-хімічних взаємодій у трибосистемах, що активізують процеси самоорганізації, формування структур, адаптованих до умов тертя. Усі зростаючі вимоги до працездатності та довговічності машин та механізмів при посиленні умов роботи важко навантажених пар тертя зумовлює необхідність проведення робіт, спрямованих на вибір оптимальних поєднань матеріалів деталей вузлів тертя та мастил. В даний час дуже актуальним є дослідження сумісності добавок до мастил і матеріалів, які використовуються у важко навантажених та відповідальних деталях вузлів тертя [1-3].

Дослідження процесів зношування пар циліндропоршневої групи із введенням цих добавок у мастило ДВЗ вивчено недостатньо.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У зв'язку з цим теоретичні обґрунтування та експериментальне дослідження ефективності різних добавок з метою покращення працездатності основного сполучення гільза – поршневе кільце є дуже актуальним.

В роботі розглядалась можливість використання ультрадисперсних алмазів (УДА) у мастилi з метою зменшення тертя, підвищення зносостійкості та збільшення ресурсу ДВЗ.

Завдання роботи:

1. Виконати аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT».
2. Запропонувати способи діагностики циліндропоршневої групи ДВЗ для визначення основних параметрів.
3. Провести розрахунок ресурсу трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT» з додаванням УДА та без їх використання
4. Визначити вплив добавок УДА на зносостійкість деталей циліндропоршневої групи ДВЗ.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1. АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ТРИБОСПРЯЖЕННЯ «ПОРШНЕВЕ КІЛЬЦЕ - ГІЛЬЗА ЦИЛІНДРА» НА ПРИКЛАДІ ДВЗ DF4 АВТОМОБІЛЯ «RENAULT»

## 1.1 Автомобіль «Renault Logan».

Бюджетний автомобіль В-класу Renault Logan був спеціально розроблений французькою компанією для ринків, що розвиваються. В основу автомобіля покладено так звану «платформу ВО». Залежно від специфіки ринку, автомобіль продається під марками Dacia, Renault або Nissan.

Вчасно оцінивши можливості ринків Східної Європи, Азії та Африки, маркетингологи компанії ухвалили рішення про вихід на ці території не з переробленим автомобілем із існуючого модельного ряду, а з цілком новою моделлю.

Проектування моделі Logan розпочалося у 1998 році. Проект отримав внутрішньозаводський індекс Х90. Перед конструкторами було поставлено завдання створити компактний сімейний автомобіль зі стартовою ціною 5000 євро. Завдяки використанню комп'ютерного моделювання не було створено жодного передсерійного зразка, що дозволило заощадити близько 20 млн. євро. Усього ж на проектні роботи було витрачено 360 млн. євро — рекордно низька сума для розробки нового автомобіля. Для зниження собівартості був застосований принцип широкої уніфікації з іншими моделями концерну: передня підвіска запозичена у Renault Clio II, задня підвіска і система опалення – у Renault Modus, електронний блок управління – у Renault Twingo, дефлектори системи охолодження та ручка куліси коробки – у Espace , коробка передач та зчеплення - у Renault Megane другого покоління. Але, без сумніву, найбільше Logan запозичив саме у Clio: двигуни, кермо, задні гальма, панель приладів, ручки дверей, кермо і підрульові перемикачі.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Перше покоління Renault Logan у кузові седан було представлено у 2004 році [4]. У 2006 році відбулася прем'єра версії з кузовом універсал з аббревіатурою MCV (Multi Convivial Vehicle - "автомобіль на всі випадки життя"), на відміну від більшості сучасних універсалів Logan MCV має двостулкові двері багажного відділення, що робить його схожим на комерційні. До речі, багато власників і використовують цей автомобіль як розвізний транспорт. Спеціально для цієї категорії покупців було створено модифікації у вигляді вантажного фургона Logan Van та пікапа Logan Pick-Up. Надійність, гідна якість та доступна ціна зробили Logan лідером з продажу [4].

У зв'язку з такою популярністю модель спочатку зазнала рестайлінгу у 2008 році, а у 2012 році на Паризькому автосалоні відбулася прем'єра другого покоління Renault Logan. Як і попередник, новий автомобіль випускається у різних країнах та продається під різними назвами. Примітно, що, наприклад, у Туреччині Renault Logan другого покоління випускається за назвою Renault Symbol. Таким чином, модель одночасно є третім поколінням компактного седана Symbol, два попередні покоління якого мали спільну платформу із хетчбеками Renault Clio. Загалом до старих ринкових назв додалися Renault Clio Sedan, Renault Thalia, Nissan Platina.

Прем'єра універсала Logan MCV другого покоління під брендом Dacia відбулася за рік на Женевському автосалоні. Багажник моделі отримав одні підйомні двері замість двох розстібних, як у попередника. Крім того, Logan MCV тепер пропонується лише у п'ятиміщевому виконанні. Таким чином, модель більше не асоціюється з розвізним фургоном, а є респектабельним сімейним автомобілем.

Новий Logan зумів зберегти всі особливості, що зробили популярною модель попереднього покоління: просторий салон, величезний багажник, надійну енергоємну підвіску та економічний невибагливий двигун під капотом. Однак зовнішність автомобіля значно змінилася. Дизайнери

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

компанії змогли, зберігши відомі риси старого Logan (наприклад, профіль дверних рамок або вигин задньої стійки), зробити автомобіль привабливішим і сучаснішим. Нова головна оптика добре поєднується з радіаторними решітками, що збільшилися, з хромованими вставками. Новий бампер відрізняється добре опрацьованими зонами центрального повітрозабірника та протитуманних фар. Привабливі задні ліхтарі змінили задню частину і седана, і універсала практично до невпізнання. Загалом новий Logan став більш округлим та стрімким.

Помітно змінився і інтер'єр новинки. Надмірна скромність та утилітарність залишилися в минулому: приладову панель прикрасили хромовані вставки, а сидіння стали зручнішими. Вже у базовій версії є можливість регулювання керма по висоті, з'явилися подушка безпеки пасажира на передньому сидінні, кондиціонер, передні електросклопідйомники та магнітола з USB-портом. У комплектаціях дорожче покупець отримує шкіряне кермо, електропривод зовнішніх підігрів дзеркал, круїз-контроль, парктронік, клімат-контроль, протитуманні фари і кольоровий дисплей мультимедійної системи Media NAV з навігацією. Іншими словами, це вже автомобіль, здатний конкурувати навіть із дорожчими моделями.

Об'єм багажного відсіку седана Logan складає 510 л, а якщо скласти спинки задніх сидінь, то корисний простір для поклажі збільшиться майже вдвічі. Універсал Logan MCV може похвалитися ще більш просторим багажним відсіком: 573 л у звичайному стані та цілих 1518 л після складання задніх сидінь.

У лінійку силових агрегатів Logan другого покоління входять як бензинові, і дизельні мотори. Крім уже знайомих за попереднім поколінням восьми - та 16-клапанних 1,6-літрових бензинових двигунів потужністю відповідно 82 і 102 к. с., а також 1,5-літрового дизеля потужністю 84 к. с. автомобіль отримав новий економічний 1,2-літровий атмосферний

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

бензиновий двигун потужністю 76 к. с. Усі двигуни комплектуються лише механічними п'ятиступінчастими коробками передач.

Новий Logan – практичний, надійний, економічний та привабливий автомобіль з доступною ціною. Нині його складання здійснюється на заводах Бразилії, Румунії, Мексики, Аргентини, Туреччини, Колумбії, Індії та Марокко.

### 1.2 Характеристики двигуна Renault 1,2 DF4.

Двигун з позначенням D4F (рис. 1.1) це 1,2 - літровий атмосферний ДВЗ, що з'явився 18 років тому. Він прийшов на зміну двигуну D7F з таким самим робочим об'ємом, який був запущений у виробництво в 1996 році.

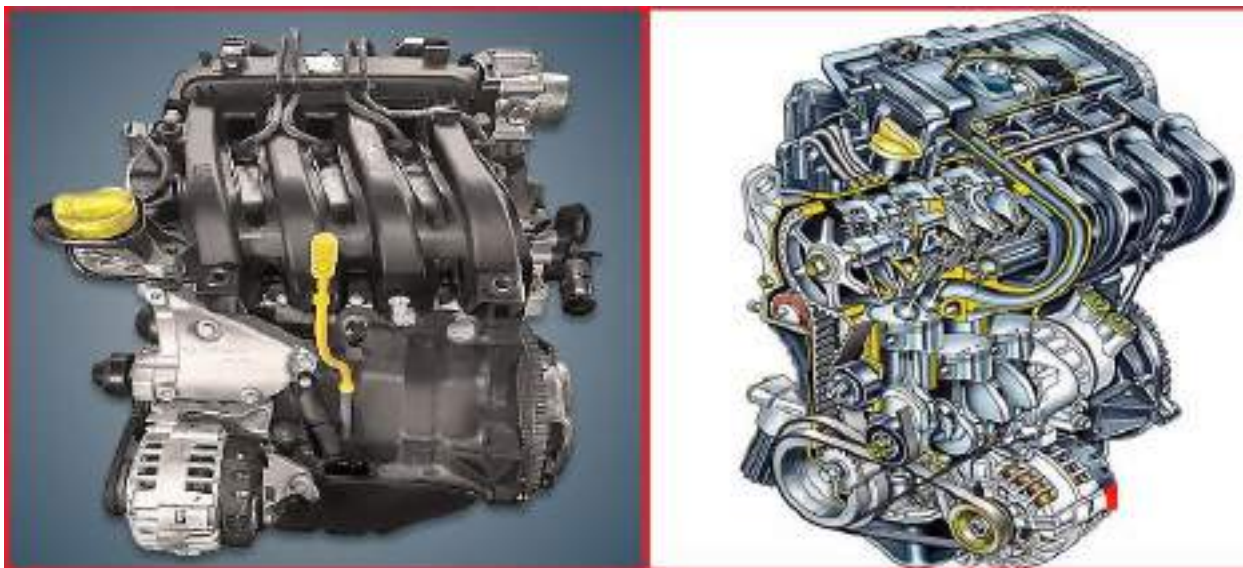


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигуна D4F

Двигун Рено 1.2 фактично має робочий об'єм  $1149 \text{ см}^3$ . [5], приблизно 1,1 літра при правильному округленні. При такому невеликому об'ємі двигун розвиває потужність 76 к.с. Такої віддачі вдалося досягти завдяки переходу з 8-клапанної головки блоку циліндрів (ГБЦ), що була на а D7F, на 16-клапанну. При цьому в головці блоку лише один розподільний вал. Слід зазначити, що цей двигун без механізму регулювання фаз газорозподілу.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Також він обходиться без EGR та регулятора холостого ходу. На єдиному розподільнику всього 8 кулачків, які наводять впускні та випускні клапани кожного циліндра попарно за допомогою роздвоєних рокерів.

Гідрокомпенсатори в конструкції головки блоку мотора Рено 1.2 D4F просто відсутні, але регулювання теплових зазорів клапанів слід проводити вручну - зазор перевіряється спеціальним щупом, а встановлюється і регулюється контрольним гвинтом та гайкою передбаченими в конструкції коромисел (рис. 1.2). Регулювання клапанів слід проводити раз на 80000 км або за наявності характерного стуку [5]. Під час регулювання потрібно встановлювати нові прокладки впускного колектора та кришки головки блоку (клапанної кришки).



Рисунок 1.2 – ГРМ в зборі

У приводі ГРМ двигуна Рено 1.2 (D4F) використовують зубчастий ремінь (рис. 1.2), який підлягає заміні кожні 120000 км [5]. Штатних міток у механізмі ГРМ не передбачено, тому при заміні ремня їх слід наносити самостійно.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Чавунний блок маленького мотора дуже витривалий. Виробник не передбачив ремонтних розмірів вкладишів колінчастого валу та компонентів циліндро-поршневої групи.

За роки виробництва двигун Рено 1.2 неодноразово модернізувався. Оригінальні початкові версії були випущені під позначеннями D4F.702 та D4F.712. Технічні характеристики двигуна D4F-702 наведено в таблиці 1.1 [5]. У 2004 році мотор оновили: він отримав більш оптимальний впуск зі збільшеним розміром повітряного фільтра, завдяки чому крутний момент в 115 Нм став доступний і на більш високих оборотах. Індекс такого двигуна – D4F.722. У 2005 році у зв'язку з появою розвиненого Renault Clio 333 з'явилася версія D4F.740 зі змінами в конструкції розподільного валу і штовхачів клапанів, завдяки яким швидкість холостого ходу була знижена до 650 об/хв.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики двигуна D4F-702

Тип	рядний	Система живлення	інжектор
К-сть циліндрів	4	Потужність	56,4 Квт
К-сть клапанів	16	Крутний момент	115,7 Нм
Точний об'єм	1149 см <sup>3</sup>	Ступінь стиску	9,8
Діаметр циліндра	82 мм	Тип палива	АІ 92
Хід поршня	71 мм	Екологічні норми	ЕВРО 3/4

У 2007 році паралельно з атмосферною версією мотора Рено 1.2 був налагоджений випуск турбованого варіанта D4FT з трохи зменшеним ступенем стиснення та посиленою поршневою групою. Потужність турбомотора Renault 1.2 TCe (D4FT) складає 100 к.с., максимальний момент – 144-152. Цей двигун протримався на конвеєрі приблизно до 2014 року. Його замінили на двигун H5Ft - перший турбобензиновий мотор Renault з

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

безпосереднім упорскуванням. Він видає 115-130 л. і 190-205 Нм крутного моменту.

Двигун Renault 1.2 (D4F) встановлювали на Renault Clio 2 та 3, Kangoo (Nissan Kubistar), Modus, Thalia, Symbol, Twingo 1, Dacia Logan та Sandero 1- та 2-го покоління.

### 1.3 Технічні несправності та проблеми експлуатації двигуна D4F

На відміну від турбованого D4Ft, який є дуже вимогливим до паливно-мастильних матеріалів, у свою чергу двигун D4F навпаки, абсолютно невибагливий до марки бензину та мастила з розхідниками, саме тому сервісні процедури для нього обходяться набагато дешевше. Крім того, серія D4F практично позбавлена хронічної болячки, яка пов'язана із збільшеним згоранням мастила. Таким чином, бензиновий 1.2-літровий атмосферний силовий агрегат серії D4F, цілком заслужено був одним лідером ринку в класі малолітражних моторів, проте деякі заводські недоробки все ж таки не оминули цей вузол. Всі поширені поломки атмосферного 16-ти клапанника умовно зведені в чотири основні проблемні групи [5].

1. Дрібні проблеми. До дрібних проблем французької силової установки найчастіше відносять часті течі мастила в області ущільнювачів, малий ресурс навісного обладнання та бензонасоса, що не перекачує великі об'єми низькосортного палива (краще змішувати 95-у та 92-у марку бензину).

2. Примхлива електрика. Збої в роботі електричної системи в даному моторі відбуваються досить часто і перш за все це стосується якості датчиків (найчастіше з ладу виходить датчик положення розподільчого валу). Крім того, в цьому ДВЗ не виділяється особливою надійністю котушка запалення, яка оснащується вбудованими високовольтними проводами.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

3. Шум при роботі на холостій ході. Шумна робота французького двигуна на холостих обертах, як правило, виникає внаслідок не своєчасного регулювання зазорів клапанів. Слід зауважити, що регулювання теплових зазорів клапанів у цьому моторі досить трудомістке, тому що в процесі налаштування необхідно знімати впускний колектор, клапанну кришку і не забути ще при цьому замінити ущільнювальну прокладку.

4. Обрив ремня ГРМ. Як вказувалось вище, термін служби ремінного приводу у силового агрегату, досить тривалий (за регламентом: 120 тисяч кілометрів пробігу), але за фактом краще його міняти набагато раніше, оскільки при обриві ремня ГРМ, клапана загинає у 99% випадків, що у результаті призводить до високо вартісного ремонту.

Незважаючи на проблеми, при своєчасному обслуговуванні мотор D4F легко «ходить» не менше ніж 300000 км. Потрібно лише не заощаджувати на моторному маслі та лити лише рекомендовані марки. Також не слід забувати про своєчасну заміну ремня ГРМ. При обриві ремня поршні двигуна Рено 1.2 (D4F) ударяються об клапана - через пошкодження і руйнування, що виникають, відразу постає питання про те, де і за якою ціною купити мотор на заміну.

#### 1.4 Процеси тертя в циліндро-поршневій групі.

Режими тертя у поєднанні «поршневе кільце - гільза циліндра» надають різнобічний вплив на характеристики та ресурс роботи двигуна. Безпосередньо сила тертя визначає величину втрат потужності циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і тангенціальні навантаження на поршневі кільця. Режим тертя, зокрема, питомий внесок граничного режиму, визначає швидкість зношування гільзи циліндра. Крім того, від режиму тертя залежить ефективність подачі мастила в зони тертя, ефективність зняття мастила та розподіл товщини масляної плівки на внутрішній поверхні гільзи. Це

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

визначає витрати мастила у бік камери згоряння, витрата мастила на чад, швидкість окислення моторного мастила та інтенсивність утворення нагару на жаровому поясі поршня і в поршневих канавках. У свою чергу, інтенсивність утворення нагару обумовлює ступінь зниження рухливості поршневих кілець, зниження їх ущільнюючої здатності та, викликаного цим, зниження потужності і паливної економічності в процесі експлуатації. Таким чином, визначення та оптимізація режиму і параметрів тертя в даному поєднанні необхідні не тільки для забезпечення ресурсу ЦПГ, але і для забезпечення потужних, економічних та екологічних показників двигуна протягом розрахункового періоду роботи [6].

Однак, незважаючи на практичну значущість, режим тертя у поєднанні «поршневе кільце - гільза циліндра», досі слабо вивчений. Аналіз наукових публікацій показує, що нині немає єдиної думки щодо характеру тертя у цьому поєднанні.

Складність інтерпретації експериментальних даних пов'язана з головною особливістю кінематики ЦПГ: реверсивним характером та синусоїдальною зміною швидкості руху поршня та поршневих кілець щодо циліндра (з досягненням максимуму приблизно в середині ходу поршня та нуля в мертвих точках кривошипно шатунного механізму (КШМ)). Це зумовлює можливість існування одразу кількох, що змінюють один одного, режимів змащення та тертя для сполучення «поршень-циліндр» і «кільце-циліндр».

Ряд експериментальних та розрахункових даних свідчить на користь переважно гідродинамічного характеру тертя кільця по циліндру. У той же час є докази граничного тертя та відсутності будь-яких ознак гідродинаміки за умов роботи кілець. Ряд дослідників припускає існування поєднання двох названих режимів. Остання зі згаданих позицій обґрунтовується відповідністю між експериментально спостережуваними і розрахунково одержуваними фактами суттєвої залежності тертя кілець як від профілю їх

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

робочої поверхні (ознака гідродинамічного режиму тертя), так і від пружності кілець або тиску газів за кільцем (ознака граничного тертя). При цьому вважається, що переважні для поєднання «кільце-циліндр» є граничний режим тертя, за ним слідує гідродинамічний, а змішаний режим тертя відіграє незначну роль.

Не можна не відзначити, що в кожному випадку інтерпретація експериментальних даних значною мірою залежить від теоретичних уявлень дослідника про механізми та закономірності тертя. Особливо це стосується граничного тертя. Термін «граничне тертя» є збірним для ряду режимів, що є проміжними між гідродинамічним механізмом і з переважанням безпосереднього контакту поверхонь («змішаним»). У цьому необхідно докладніше розглянути існуючі принципові підходи, що стосуються вибору залежностей до розрахунку сил тертя.

Відомі сучасні підходи до опису трибології поршневого кільця, що ґрунтуються на прийнятті гіпотези про переважно граничного режиму тертя, найчастіше використовують вираження сили граничного тертя, в умовах якого цілком виправдано ухвалення загальновідомої залежності Г. Амонтона у вигляді [7]:

$$F = P \cdot f, \quad (1.1)$$

де  $P$  - нормальне навантаження на кільце;  $f$  - коефіцієнт граничного тертя кільця по циліндру.

При використанні виразу (1.1) для розрахунків великою складністю є визначення достовірних значень коефіцієнта тертя. Внаслідок реверсивного руху та синусоїдального характеру зміни швидкості в даному поєднанні, вимірювана сила тертя також набуває змінних значень. Призначення постійного коефіцієнта тертя, розрахованого виходячи із усередненого чи максимального значення сили тертя, видається недостатньо обґрунтованим. У будь-якому випадку, зв'язок коефіцієнта тертя з інтенсивністю зношування, що визначається енергією тертя та її розподілом між процесами

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

деформування мастильного матеріалу та деформування матеріалу трибосполучення, неможливо відобразити у вигляді універсальної залежності. До кожного вузла та у кожного інтервалу зовнішніх параметрів, як експериментальні, і теоретичні залежності мають різний вид. Крім того, даний підхід не дозволяє навіть розглядати питання про ефективну товщину масляної плівки та швидкість надходження олії в камеру згорання.

Виходячи з припущення про переважання гідродинамічного режиму, силу тертя поршневого кільця по циліндру необхідно визначати на основі виразу, що є наслідком закону Ньютона для тангенціального напруження в шарі рідини та вирішення рівняння Рейнольда [7]:

$$F = \iint_A \left( \frac{\mu V}{h} + \frac{\partial \rho}{\partial x} \frac{h}{2} \right) dA, \quad (1.2)$$

де:  $h$  - товщина шару мастила;  $h$  - товщина шару мастила;  $\mu$  - динамічна в'язкість змащувального матеріалу;  $A$  - площа змоченої поверхні;  $V$  - швидкість ковзання тіла;  $\rho$  - гідродинамічний тиск;  $x$  - координата в напрямку ковзання тіла.

Важливо відзначити, що оцінні розрахунки сили тертя поршневого кільця по циліндру, виконані авторами виходячи з гіпотези суто граничного тертя і на основі припущення про єдино гідродинамічний режим дають для одних і тих же вхідних даних сильно відрізняються між собою і не узгоджуються з наявними експериментами результати. В цілому переважає думка, що найкращим компромісом для вирішення протиріччя є використання певної універсальної залежності для розрахунку сили тертя кільця по циліндру, а саме: комбінованої формули, що враховує можливість розрахунку як по Амонтону (низькі швидкості кільця поблизу мертвих точок), так і по Ньютону - Рейнольдсу (високі швидкості руху поршня), і навіть поєднанню цих формул залежно від частки кожного із зазначених режимів.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Однак, просте поєднання двох різних залежностей для опису одного процесу не може дати задовільного вирішення цієї проблеми. Для побудови універсальної комбінованої залежності, що дозволяє робити адекватне чисельне моделювання сполучення «поршневе кільце - гільза циліндра», необхідно додатково враховувати низку факторів. У зв'язку з особливостями кінематики даного сполучення, значних труднощів становить облік динамічного фактора, пов'язаного з неможливістю встановлення стаціонарного режиму в кожний момент руху кільця щодо гільзи. Оскільки при зміні параметрів, головним чином, швидкості ковзання, для встановлення рівноважного режиму потрібен деякий час, при безперервній зміні швидкості за часом значення сили тертя  $F = F(P, \mu, V, h, t)$  ніколи не відповідає розрахованому стаціонарному  $F = F(P, \mu, V, h)$  і відрізняється для даного значення швидкості в залежності від знака  $dV/dt$ . Застосовувані математичні моделі найчастіше розглядають нестационарні режими як збуджений стан з малими відхиленнями від стаціонарного режиму і включають апарат передавальних функцій. При цьому передавальні функції будуються на основі відомих залежностей між вхідними і вихідними параметрами при встановлених режимах. У разі суттєвих збуджень, пов'язаних зі значною швидкістю зміни вхідних параметрів (у даному випадку, значення  $dV/dt$ , застосування подібних моделей стикається зі значними труднощами. У будь-якому випадку, такі моделі застосовні в діапазоні зміни параметрів, що відповідає рідинному режиму тертя і непридатні для визначення умов переходу від рідинного режиму до граничного. Для сполучення «поршневе кільце - гільза циліндра» питання про умови переходу та відносного вкладу різних режимів тертя є ключовим.

Другий фактор, що вимагає відображення в моделі тертя, це імовірнісний характер безпосереднього контакту поверхонь трибосполучення в гідродинамічному режимі. Наявність даного фактора обумовлена певною нестійкістю режиму рідинного тертя, що навіть встановився, і проявляється

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

при малих значеннях товщини мастильного шару. Побудова ймовірнісної функції та введення її в модель тертя необхідне для усунення згаданого вище протиріччя між розрахунковими та експериментальними даними. Зокрема, даним фактором може бути пояснено наявність залежності коефіцієнта тертя від величини шорсткості поверхонь та пружності кільця при розрахункових параметрах, що відповідають гідродинамічному режиму.

Третім фактором, без урахування якого неможлива адекватна інтерпретація експериментальних даних при моделюванні сполучення «поршневе кільце – гільза циліндра», є залежність в'язкості мастильного шару від його товщини. Наявність цієї залежності обумовлено полімолекулярним характером адсорбції компонентів мастил на поверхнях трибосполучень. Наявність адсорбційних шарів моторного мастила на металевих поверхнях істотно впливає на гідромеханічні характеристики підшипників колінчастого валу та їх здатність навантаження. В даний час найбільш вивчена полімолекулярна (багатошарова) адсорбція шарів на твердих поверхнях (теорія Браунауера-Еммета-Теллера, теорія М. Полянї) [7]. Роботи щодо полімолекулярної адсорбції рідин на твердих поверхнях вкрай нечисленні. Це пов'язано зі значно більшою трудомісткістю вивчення останньої через відсутність явно вираженого фазового переходу між адсорбатом і адсорбційним шаром (на відміну адсорбції парів), а також через непридатність для дослідження такого традиційного методу, як побудова ізотерм адсорбції. Адсорбція моторних масел та багатьох інших змащувальних рідин на металевих поверхнях включає процеси фізичної та хімічної адсорбції поверхнево-активних речовин (ПАР) та подальшої багатошарової адсорбції вуглеводневих молекул на поверхні, модифікованої шаром ПАР. Роль останніх полягає у формуванні шару з певною поверхневою енергією, яка залежить, зокрема, від параметрів молекул ПАР та величини адсорбції. Наступна багатошарова адсорбція молекул мастила обумовлена згладжуванням стрибка термодинамічних потенціалів на межі

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

поверхні металу, модифікованої ПАР та рідини. При цьому наявність градієнта ентальпії міжмолекулярних зв'язків та ентропії призводить до наявності в шарі деякої товщини градієнта в'язкості.

На підставі аналізу градієнта термодинамічних потенціалів та стану рідини в адсорбованому шарі відповідно до положень теорії М. Поляні, запропоновано залежність ефективної в'язкості мастильного шару та сили тертя від величини зазору [7]:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{h - h_{S1} - h_{S2}} \int_{h_{S1}}^{h - h_{S2}} \mu(\mu_0, \mu_S, h_i, l_h) dh_i, \quad (1.3)$$

$$F_{TP} = \min \left( \frac{V_0}{(h - h_{S1} - h_{S2})^2} \int_{h_{S1}}^{h - h_{S2}} \mu(\mu_0, \mu_S, h_i, l_h) dh_i \right), \quad (1.4)$$

де  $\mu_i$  - умовне значення в'язкості на відстані  $h_i$  від поверхні;  $\mu_S$  - значення в'язкості вуглеводневого шару, безпосередньо адсорбованого на поверхні шару ПАР;  $l_h$  - параметр, що характеризує швидкість зміни в'язкості при віддаленні від поверхні, що змочується і має розмірність довжини;  $\mu_0$  - вихідна в'язкість рідини (на нескінченному віддаленні від поверхні),  $V_0$  - швидкість зміщення поверхонь;  $h_{S1}$  і  $h_{S2}$  - товщини шарів мастила на двох поверхнях, швидкості зсуву в яких вважатимуться рівними нулю.

Експериментально певні товщини адсорбційних шарів моторних масел становлять 0,4...0,8 мкм на одній поверхні і суттєво впливають на в'язкість мастильного шару при товщині менше 2,5...3 мкм [7]. Наявність полімолекулярних адсорбційних шарів мастила призводить до певних особливостей граничного тертя, що видно при ретельній побудові залежностей коефіцієнта тертя від притискаючого навантаження (рис. 1.3).

Значення  $P_1$  характеризує діапазон гідродинамічного режиму тертя, що залежить від вихідної в'язкості мастила, так і від ефективності ПАР (протизносних присадок). Діапазон  $P_2...P_3$  - режим, зумовлений граничним (адсорбованим) шаром. Значення  $P_3$  відповідає переходу до режиму з безпосереднім контактом поверхонь трибосполучення. Згідно з наявними

						ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			19

експериментальними даними, режим, обумовлений адсорбованим шаром, тобто залежністю в'язкості від товщини шару, реалізується в широкому діапазоні контактних тисків  $P_3 \dots 2P_2$ . Логічно припускати, що для поєднання «поршневе кільце - гільза циліндра», цей режим може бути переважним. Слід зазначити, що режим, обумовлений граничним шаром мастила, по суті є рідинним, але характеризується слабкою залежністю коефіцієнта тертя від притискаючого навантаження при інтерпретації експериментальних даних може бути прийнятий за перехідний режим з практично нульовою товщиною шару мастила.

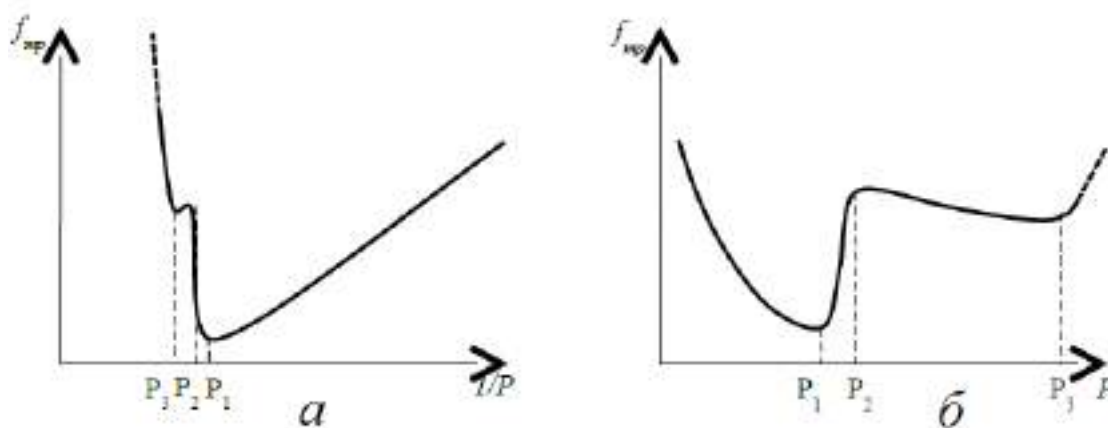


Рисунок 1.3 – Діаграма Герсі (а) та нормальна залежність коефіцієнта тертя від притискаючого навантаження (б)

Виходячи з усього вищевикладеного, найважливішим завданням слід вважати отримання максимально можливої інформації про режими тертя в трибосполученні, що вивчається. Найбільш важливими оцінюваними параметрами слід вважати товщину мастильного шару, і її розподіл по траєкторії руху кільця, а також інтенсивність зношування. Враховуючи кінематику аналізованого трибоспряження, товщину шару мастила, вкрай важко вимірювати безпосередньо або за величиною електричного опору контакту між поверхнями. Метод вимірювання товщини мастильного шару за величиною ємнісного опору контакту поширений і зручний при моделюванні рідинного тертя в підшипниках ковзання в умовах режиму і

						ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			20

безперервної подачі свіжого мастила. У цьому випадку електрофізичні параметри мастильного шару можна вважати постійними та близькими до властивостей мастильного матеріалу, виміряних звичайними методами. У разі тертя поршневого кільця по гільзі циліндру, внаслідок малої товщини шару, ймовірних контактів вершин шорсткостей поверхонь хоча б на частині траєкторії і утрудненого видалення продуктів зношування при реверсивному русі, діелектрична проникність мастила неодмінно змінюється в ході випробувань, електричний опір контакту піддається випадковим коливанням, що перевищує закономірну зміну при зміні товщини шару мастила.

Інформацію про режим тертя можна отримати при побудові залежностей коефіцієнта тертя від швидкості та притискання навантаження і зіставлення цих залежностей з інтенсивністю зношування. Враховуючи викладені вище ускладнюючі фактори, для коректного моделювання переважно проводити вимірювання в діапазоні швидкостей, відповідних реальному вузлу. Залежність коефіцієнта тертя від навантаження є більш інформативними і повинні будуватися в діапазоні навантажень, що значно перевищує діапазон в реальному трисполученні, з малим кроком зміни навантаження. Вимірювання інтенсивностей зношування при різних навантаженнях та їх зіставлення з залежностями, що характеризують режими тертя необхідні для оцінки частки енергії тертя, що витрачається на деформування мастильного матеріалу та частки енергії, що витрачається на деформування та руйнування поверхонь трибосполучення. Внаслідок малих змін коефіцієнта деякому інтервалі навантажень і контактних тисків (рис. 1.3 б), розподіл енергії (роботи сили тертя) між двома цими процесами у разі граничного тертя є основним критерієм переваги тієї чи іншої конструкції поршневого кільця. Крім того, оцінка розподілу енергії тертя необхідна для введення функції ймовірності контактування поверхонь при формально рідинному режимі тертя, що включає залежність такої ймовірності від розрахункової товщини шару, що розділяє елементи трибосполучення [6].

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

## 1.5 Методи підвищення ресурсу трибоспорядження «кільце – гільза».

Тема підвищення ресурсу машин і механізмів останнім часом набуває все більшої актуальності. Практично у всіх технічно та економічно розвинених країнах на дослідження, спрямовані на створення способів та технологій відновлення деталей машин, що зазнали зношування, підвищення надійності рухомих з'єднань, зниження інтенсивності різних видів зношування деталей машин та механізмів щорічно витрачаються значні кошти.

Зазначена ситуація склалася не тільки у світлі постійного посилення експлуатаційних режимів машин, а й у зв'язку з частою відсутністю обґрунтованих та підтверджених об'єктивними критеріями методик вибору матеріалів (як конструкційних, так і мастильних), захисних покриттів та способів обробки для конкретних деталей трибоз'єднань, що працюють у певних умовах, що особливо дивно у світлі того, що, як відомо, шляхом підвищення якості виконання взаємодіючих поверхонь деталей пар тертя та підбору раціональних матеріалів та експлуатаційних режимів машин, можна значно підвищити їхній ресурс.

Ресурс двигуна в цілому залежить від зносостійкості та працездатності окремих складових елементів. Для вирішення задачі збільшення ресурсу двигунів необхідно знайти способи збільшення ресурсу їх з'єднань. Підвищити ресурс можна шляхом реалізації конструкторських, технологічних та експлуатаційних заходів [8].

До експлуатаційних заходів відносять використання мастил з присадками (добавками) у початковий період експлуатації, а також вибір режимів роботи двигуна.

До конструкторських заходів можна віднести: вибір матеріалів пар тертя; створення умов реалізації гідродинамічного режиму мастила; застосування геометричної форми деталей, що забезпечують необхідну

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

механіку контакту; підтримання оптимальних температурних режимів у вузлах тертя, тощо. Нині у цьому напрямі виконано низку важливих досліджень, які призвели до практичних результатів. Так, наприклад, встановлено, що за нормальних умов роботи двигуна більшість поршневих кілець утворюють бочкоподібний профіль, що забезпечує умови гідродинамічного мастила.

Випробування кілець зі штучно закругленою утворюючою показали, що їх знос до 10 разів менше зносу звичайних кілець.

Підвищення масло утримуючої здатності та опірності задири гільз циліндрів можна досягти нанесенням масло утримуючого рельєфу у вигляді лунок або канавок вібронакатуванням, плоско вершинним хонінгуванням, що забезпечує збільшення ресурсу гільз до 30 %. Широке поширення для попередження задири набули покриття кілець, що наносяться хімічним та електрохімічним способами: лудіння, кадмування, міднення, фосфотування, сульфідкування, залізнення, пористе хромування, тощо. Позитивною властивістю сульфідних покриттів є їх здатність при терті та зношуванні виділяти сірку, яка сприяє ковзанню та запобігає задирам в умовах граничного тертя. Набули поширення молибденові покриття на поршневих кільцях, що показали хороші протизадирні та зносостійкі якості.

До технологічних заходів відносять як підвищення точності виготовлення та складання деталей трибосполучень, так і застосування більш досконалих способів обробки поверхонь тертя. У другому випадку для підвищення ресурсу гільз циліндрів застосовують спеціальні методи хонінгування: плоско вершинне, антифрикційно-деформаційне, безабразивне. За допомогою антифрикційно-деформаційного хонінгування на поверхні тертя отримують міцне антифрикційне покриття з дисульфиду молибдену, графіту, міді, олова. Подібні методи отримали назва «Фінішна антифрикційна без абразивна обробка» – ФАБО.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

## 2. ДІАГНОСТИКА І РЕМОНТ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВИГУНА

### 2.1 Загальний пристрій циліндропоршневої групи двигуна.

До складу циліндропоршневої (ЦПГ) групи двигуна входить дві групи деталей: нерухомі та рухливі.

До нерухомих деталей відносяться блок циліндрів, що служить основою двигуна, циліндр, головки блоку або головки циліндрів. Рухливими деталями є поршні з кільцями та поршневими пальцями, шатун (рис. 2.1).



Рисунок 2.1 – Рухливі деталі ЦПГ

Циліндропоршнева група сприймає тиск газів при такті згоряння-розширення і перетворює прямолінійний, зворотно-поступальний рух поршня у обертальний рух колінчастого валу.

У виливку блоку циліндрів є сорочка для рідинного охолодження двигуна, що є порожниною між стінками блоку і зовнішньою поверхнею вставних гільз. Охолоджувальна рідина подається в сорочку охолодження через два канали, розташовані по обидва боки блоку циліндрів.

Блок циліндрів відливається із сірого чавуну або з алюмінієвого сплаву [9].

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Робоча поверхня циліндрів є напрямною при рухах поршня і разом з ним і головкою блоку циліндрів утворює замкнений простір, в якому відбувається робочий цикл двигуна. Для щільного прилягання поршня та поршневих кілець до циліндра та зменшення сил тертя між ними внутрішню порожнину циліндрів ретельно обробляють з достатнім ступенем точності та чистоти, і тому вона називається дзеркалом циліндра. Циліндри можуть бути відлиті як одне ціле зі стінками сорочки охолодження або виготовлені окремо від блоку у вигляді вставних гільз. Останні поділяються на "сухі" гільзи, запресовані в розточений блок, і змінні, "мокрі" гільзи, що омиваються із зовнішнього боку рідиною, що охолоджує.

При згорянні робочої суміші верхня частина циліндрів сильно нагрівається і піддається окисному впливу продуктів згорання, тому верхню частину блоку циліндрів або гільз, як правило, запресовують короткі вставки - сухі гільзи довжиною 40 - 50 мм [9].

Вставки виготовляють з легованого чавуну, що має високу зносостійкість і корозійну стійкість.

При встановленні мокрої гільзи її борт виступає над площиною роз'єму на 0,02 – 0,15 мм. Це дозволяє ущільнювати її, затискаючи борт через прокладку між блоком та головкою циліндрів. У нижній частині гільза ущільнюється двома гумовими кільцями або мідними прокладками, встановленими на торці нижнього пояса гільзи. Переважне застосування в двигунах мокрих гільз пов'язане з тим, що вони забезпечують найкраще відведення тепла. Це підвищує працездатність та термін служби деталей циліндропоршневої групи, при цьому знижуються витрати, пов'язані з ремонтом двигунів у процесі експлуатації.

Поршень. Сприймає тиск газів при робочому такті та передає його через поршневий палець та шатун на колінчастий вал. Поршень є перевернутою циліндричною склянкою, відливою з алюмінієвого сплаву. У верхній частині поршня розташована головка з канавками, які вставлені

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

поршневі кільця. Нижче за головку виконана спідниця, що спрямовує рух поршня. У спідниці поршня є припливи - бобишки з отворами для поршневого пальця.

При роботі двигуна поршень, нагріваючись, розшириться і якщо між ним і дзеркалом циліндра не буде необхідного зазору, поршень заклинить в циліндрі і двигун припинить роботу. Однак великий зазор між поршнем і дзеркалом циліндра також небажаний, так як це призводить до прориву частини газів в картер двигуна, зниження тиску в циліндрі і зменшення потужності двигуна. Щоб поршень не заклинювався при прогрітому двигуні, головку поршня виконують меншого діаметра, ніж спідниця, а спідницю в поперечному перерізі виготовляють не циліндричної форми, а у вигляді еліпса з великою віссю його в площині, перпендикулярній поршневому пальцю. На спідниці поршня може бути розріз. Завдяки овальній формі та розрізу спідниця запобігає заклиненню поршня при роботі прогрітого двигуна.

Поршневі кільця, що застосовуються в двигунах, поділяються на компресійні та масло знімні.

Компресійні кільця ущільнюють зазор між поршнем і циліндром і служать для зменшення прориву газів з циліндрів у картер, а масло знімні знімають надлишки олії з дзеркала циліндрів і не допускають проникнення масла в камеру згоряння. Кільця, виготовлені із чавуну чи сталі, мають розріз (замок).

При встановленні поршня в циліндр поршневе кільце попередньо стискають, в результаті чого забезпечується щільне прилягання до дзеркала циліндра при розтисканні. На кільцях є фаски, за рахунок яких кільце дещо перекошується і швидше притирається до дзеркала циліндра і зменшується насосна дія кілець.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Маслознімне кільце зібрано з чотирьох окремих елементів - двох тонких сталевих розрізних кілець і двох гофрованих сталевих розширювачів (осьового та радіального).

При встановленні кілець на поршень їх замки слід розміщувати в різні боки.

Поршневий палець. Для шарнірного з'єднання поршня з верхньою головкою шатуна є поршневий палець. Через пальці передаються значні зусилля, тому їх виготовляють із легованих або вуглецевих сталей із наступною цементацією або загартуванням ТВЧ. Поршневий палець є товстостінною трубкою з ретельно відшліфованою зовнішньою поверхнею, що проходить через верхню головку шатуна і кінцями поршня, що спирається на бобишки.

За способом з'єднання з шатуном та поршнем пальці діляться на плаваючі та закріплені (зазвичай у голівці шатуна). Найбільшого поширення набули плаваючі поршневі пальці, які вільно повертаються в бобишках і втулці, встановленій у верхній голівці шатуна. Осьове переміщення поршневого пальця обмежується стопорними кільцями, розташованими у виточення бобишок поршня.

При двигуні в бобишках поршня можливий стукіт пальців через різницю коефіцієнта лінійного розширення сплаву і сталі [9].

Шатун. Він служить для з'єднання поршня з кривошипом колінчастого валу і забезпечує при такті робочого ходу передачу зусилля від тиску газів на поршень до колінчастого валу, а при допоміжних тактах (впуск, стиснення, випуск), навпаки, від колінчастого валу до поршня. Працюючи двигуна шатун здійснює складне рух. Він рухається зворотно-поступально вздовж осі циліндра і хитається щодо осі поршневого кільця.

Шатун штампують із легової або вуглецевої сталі. Він складається із стрижня двотаврового перерізу, верхньої головки, нижньої головки та кришки. У стрижні шатуна при примусовому змазуванні плаваючого

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

поршневого пальця (переважно у дизелів) свердлиться наскрізний отвір - масляний канал.

Нижню головку, як правило, роблять роз'ємною в площині перпендикулярної до осі шатуна. У тих випадках, коли нижня головка має значні розміри та перевищує діаметр циліндра.

Кришка шатуна виготовляється з тієї ж сталі, що і шатун, і обробляється разом з нижньою головкою, тому перестановка кришки з одного шатуна на інший не допускається. На шатунах і кришках з цією метою роблять мітки, щоб забезпечити високу точність при складанні нижньої головки шатуна, його кришку фіксують шліфованими поясками болтів, які затягують гайками і стопорять шплінтами або шайбами. У нижню головку встановлюють шатунний підшипник у вигляді сталевих тонкостінних вкладишів, які з внутрішньої сторони покриті шаром антифрикційного сплаву.

Від осьового зміщення та прокручування вкладиші утримуються виступами (вусиками), які входять у канавки нижньої головки шатуна та його кришки. У нижній головці шатуна та у вкладиші робиться отвір для періодичного вибрикування олії на дзеркало циліндра або на розподільний вал.

Для кращої врівноваженості кривошипно-шатунного механізму різниця в масі шатунів не повинна перевищувати 6 - 8 гр [9].

## 2.2 Діагностика циліндропоршневої групи двигуна.

### 2.2.1 Правила діагностування ЦПГ двигуна.

При діагностуванні деталей ЦПГ необхідно переконатися у справності інших вузлів і систем двигуна, які впливають на працездатність деталей, що розглядаються (система газорозподілу, система живлення,

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

система запалення та ін.). Так, у випадках підвищеної витрати масла на долив (понад 1,5%) необхідно переконатися у відсутності течі масла з двигуна назовні та розгерметизації впускного тракту.

Діагностування до розбирання двигуна необхідно починати з з'ясування умов роботи двигуна, якості та обсягу проведених обслуговування та поточних ремонтів.

В умовах роботи необхідно оцінити тепловий режим та наявність шуму чи стукоту при роботі. Необхідно також визначити можливі зупинки двигуна з невстановлених причин, витрата масла на долив і характер його зміни за загальний час роботи двигуна в експлуатації.

Після виконання зазначених робіт за можливості запустити двигун і прослухати його роботу на режимах холостого ходу від мінімальної до максимальної частоти обертання колінчастого валу. Необхідно оглянути відкладення на шторах паперового елемента повнопоточного масляного фільтра, або у фільтрі відцентрового очищення масла. Звернути особливу увагу на кількість відкладень та наявність металевої стружки. Необхідно відібрати пробу масла з картера двигуна в кількості 250 -500 мл і відправити її в хімічну лабораторію на предмет визначення фізико-хімічних показників олії (в'язкість, лужне число, кількість нерозчинних опадів, наявність води в олії, диспергуючі властивості та ін.) [9,10].

Можуть бути використані методи інструментального (приладового) діагностування. Так, вимірюється тиск в кінці такту стиснення в циліндрах двигуна. Воно визначається в абсолютних одиницях за допомогою компресометра або у відносних одиницях за допомогою спеціальної апаратури, що фіксує зміну сили струму в ланцюзі стартера при прокручуванні колінчастого валу в процесі відключення циліндрів двигуна.

Компресометр заміряє тиск стиснення ( $P_c$ ) при прокручуванні колінчастого валу стартером або в режимі роботи двигуна при мінімальній частоті холостого ходу. Останній варіант випробувань є кращим, точність

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

виміру зростає з допомогою підтримки певного швидкісного режиму двигуна. Розмір тиску стиснення при  $n_{x/x} = 800 \text{ хв}^{-1}$  для бензинових двигунів повинен дорівнювати  $P_c = 1,0 \dots 1,2 \text{ Мпа}$  ( $10 \dots 12 \text{ кг/см}^2$ ). Особливу увагу слід звертати на різницю тиску  $P_c$  по циліндрах. Це порівняння дозволить визначити циліндр із дефектними деталями ЦПГ.

За вимірами значень  $P_c$  можна визначити такі дефекти деталей ЦПГ: прогар поршня, поломку компресійного кільця, зношеність деталей, закоксування кілець, задира поршнів і негерметичність клапанів механізму газорозподілу. При зазначених дефектах зазвичай значення  $P_c$  у циліндрі буває менше  $2,0 \dots 2,1 \text{ МПа}$  ( $20 \dots 21 \text{ кг/см}^2$ ) [10].

Додаткову інформацію про стан деталей ЦПГ можна отримати за допомогою фізико-хімічного та спектрального аналізів картерної олії.

Найбільший обсяг інформації про причини виходу з експлуатації деталей ЦПГ можна отримати після розбирання двигуна та аналізу стану деталей.

### 2.2.2 Діагностика двигуна за станом вихлопних газів.

Станом вихлопних газів можна досить точно визначити стан двигуна.

Якщо з вихлопної труби з'являється чорний дим, це вказує на неповне згоряння палива. Причиною цього є його перелив або порушення газорозподільного механізму та системи запалення. Дефект усувається досить простим способом: регулюють паливний насос, роблять заміну запірного клапана в карбюраторі або очищають форсунки у упорскових та дизельних двигунів. При повному навантаженні двигуна несправність такого роду проявляється чіткіше.

Тривала експлуатація при цьому призводить до швидкого зношування циліндропоршневої групи двигуна, так як відбувається змив масляного шару з поверхні циліндрів, а надлишки його надходять у циліндри двигуна.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сизий дим, що йде з вихлопної труби, вказує на те, що необхідно замінити сальники клапанів, а в гіршому випадку має бути ремонт циліндропоршневої групи. В останньому випадку сизий дим при вихлопі супроводжується підвищеним тиском картерних газів.

Якщо з вихлопної труби з'явився білий дим, який посилюється при навантаженні двигуна, це вказує на те, що в його циліндри потрапила охолоджувальна рідина [10]. Причиною, швидше за все, є пошкодження прокладки головки блоку циліндрів внаслідок перегріву двигуна. Іноді це відбувається через погану затяжку кріплення головки блоку циліндрів або корозію, яка викликається довгою експлуатацією автомобіля. Внаслідок такої несправності запуск двигуна утруднюється і в його піддоні з'являється водно-масляна рідина. Через недостатній масляний тиск у системі подальша експлуатація двигуна може призвести до його серйозних пошкоджень.

Якщо при запуску двигуна в зимовий час з вихлопної труби з'являється білий дим, який посилюється при прогріванні двигуна, це вказує на його хороший стан. При нормальній роботі двигуна у вихлопних газах завжди присутня деяка кількість звичайної води.

### 2.2.3 Вимірювання компресії в циліндрах двигуна.

Для того щоб оцінити стан циліндропоршневої групи і герметичності між клапаном і сідлом, знадобиться компресометр (рис. 2.2) (наприклад, BEST-01BP, BEST-02BP, МТ308М та ін), який відрізняється тим, що у нього є зворотний клапан. Компресометр також можна зробити самостійно, для чого знадобляться манометр зі шкалою 1,5—2,0 МПа або 15—20 кгс/см<sup>2</sup>, штанга з вбудованим зворотним клапаном, якою може бути використана пружна кулька або шинна ніпель, і наконечник з різьбленням під свічковий отвір або ущільнюючий корпус із гуми. Компресометр для роботи з дизельними двигунами дещо відрізняється вимірювальною шкалою - 40-50

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

кгс/см<sup>2</sup> або 4,0-5,0 МПа, виготовляється він тільки з наконечником з різьбленням в основному під різьблення свічок розжарювання [10].



Рисунок 2.2 – Компресометр та його складові

Зворотний клапан компресометра для дизельного двигуна повинен розташовуватися найближче до різьбового з'єднання, так як об'єм камери згоряння дизельного двигуна менше об'єму камери згоряння бензинового двигуна.

Компресометр дозволяє зробити оцінку стану деталей лише побічно — за величиною максимального тиску, що нагнітається повітрям у циліндри. Прилад покаже той чи інший тиск залежно від зносу або поломки двигуна, а саме: від щільності між поршнем та циліндром та між сідлом та клапаном. До показань компресора слід ставитись обережно і висновки про стан двигуна слід робити тільки з урахуванням справності стартера, ступеня зараженості акумулятора та наявності надлишку масла в циліндрах.

Для того щоб отримати правдиві та точні результати вимірів компресії, слід перевірити, чи правильно натягнуті ланцюг та ремінь газорозподільного механізму (ГРМ): настановні мітки на їх шестернях повинні точно збігатися з мітками на корпусних деталях двигуна, також двигун повинен бути з правильно відрегульованими зазорами клапанному механізмі, а повітряна заслінка повністю відкрита.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Перед виміром компресії необхідно прогріти двигун автомобіля до робочої температури, відключити подачу палива, викрутити всі свічки та відключити напругу на котушку запалювання. Свічки прибирають тільки після повного очищення простору навколо них від різного роду сміття та бруду.

Сухий бруд зі свічкових колодязів необхідно видаляти за допомогою м'якого і сухого дрантя, злегка змащеного моторним маслом, в кілька прийомів. Абсолютно чиста свічка в одному з циліндрів вказує на те, що із системи охолодження в циліндр потрапляє охолоджувальна рідина.

Для того, щоб зняти високу напругу в котушці запалювання, потрібно зняти клему, яка подає позитивну напругу на котушку.

Шляхом зняття шланга подачі палива з карбюратора відключається подача бензину. Шланг подачі палива потрібно від'єднати з боку карбюратора, щільно перекривши його при цьому за допомогою дерев'яної заглушки або перетиснувши струбцинкою.

Якщо в автомобілі застосовується система впорскування, то подача палива відключається за допомогою запобіжника вилучення насоса високого тиску. Потім потрібно запустити двигун, щоб повністю видалити залишки палива з карбюратора.

Порядок вимірювання компресії.

Вимірювання компресії потрібно проводити з помічником. Спочатку слід відкрити повітряну заслінку повністю, а при автоматичному приводі потрібно перевірити, чи вона відкрита повністю.

У отвір свічки потрібно ввести наконечник компресометр. Враховуючи конструкцію його наконечника: необхідно вкрутити, якщо він різьбовий, або втиснути, якщо має гумовий конус. Далі помічник повинен увімкнути стартер і за стрілкою манометра відстежувати динаміку наростання тиску в циліндрі. Коли стрілка манометра зупиниться у будь-якому положенні, тобто зрівняється з максимальним тиском у циліндрі,

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

можна відключати стартер. Таким чином слід проводити замір у кожному циліндрі двигуна, спускаючи при кожному вимірі повітря з компресометра. Аналогічна робота проводиться при відкритій дросельній заслінці, але в цьому випадку помічник натискає педаль газу протягом всіх замірів, що проводяться. Кожен результат слід записувати.

Якщо отримані вимірювання не відповідають мінімально допустимим значенням, необхідно в кожний проблемний циліндр залити 10 г моторного масла і прокрутити двигун на кілька обертів для того, щоб видалилися надлишки олії і воно рівномірно розподілилося. Потім необхідно провести виміри повторно. Якщо при повторному вимірі тиск збільшився, то можна зробити висновок про те, що несправні поршневі кільця. Якщо тиск не змінився, то це говорить про те, що несправні клапани, або вони не щільно прилягають до сідла.

Аналіз здійснюється після того, як отримані усі результати, з урахуванням усіх факторів, що вплинули на показання приладу [10].

Ступінь стиснення, яку часто плутають із компресією, є геометричною величиною, і її не вимірюють приладами.

Остаточне припущення про несправність двигуна можна висунути лише в тому випадку, коли випробувані всі непрямі способи перевірки.

Всю інформацію про стан двигуна можуть дати тільки повне його розбирання та вимірювання вимірювальними інструментами.

Компресію можна не вимірювати, якщо вдалося з'ясувати, що стали непридатними сальники клапанів. Найбільш ймовірно, що значення компресії сильно збільшилося через надлишки масла в циліндрах, тоді потрібно поміняти сальники, а потім вимірювати компресію.

У такому разі слід розділити пошук несправностей циліндропоршневої групи та газорозподільного механізму.

Необхідно залити 10 гр. моторного масла в циліндр і провести повторне вимірювання компресії. Якщо вона різко зросте, то найбільш

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

імовірною причиною є несправність циліндропоршневої групи. Якщо компресія не зміниться, то, швидше за все, відбувається витік повітря через дефект прокладки (прогар, розрив), через дефект клапанів (тріщина, скол) або через нещільне прилягання їх до сідел. Витік повітря в окремих випадках може відбуватися через тріщини в головці блоку циліндрів.

Перед тим, як зняти головку блоку циліндрів, слід перевірити, чи правильно відрегульовані клапанні зазори, оскільки рівень компресії може помітно впасти навіть через незначне відкриття клапанної тарілки.

Про звичайний знос циліндропоршневої групи можна судити при невеликому, але рівномірному рівні компресії по циліндрах. Такі показання є керівництвом до негайної розбирання всього двигуна. У цьому випадку слід зіставити колір вихлопу та пробіг, а також перевірити правильність проведених вимірів з урахуванням усіх факторів, що впливають на правильні показання приладу. Так, наприклад, якщо не відключений від карбюратора паливний провід або від'єднаний від бортової мережі паливний насос високого тиску, це призводить до того, що показання приладу зменшуються практично вдвічі.

Для того щоб посилити чутливість компресометра до невеликих витоків повітря, різного роду виміри проводяться при закритій дросельній заслінці, тому що в цьому випадку надходження повітря буде утруднено, тому шанси визначити витік найбільш високі.

Наявність або відсутність витоку повітря можна визначити лише зіставляючи результати вимірів при відкритій і закритій заслінці дроселя.

Потрібно відстежувати динаміку зростання тиску обох способами. Якщо в першому величина тиску дуже низька (близько 2-3 кгс/см<sup>2</sup>), а потім різко зростає при наступних тактах, можна зробити висновок, що зношені компресійні поршневі кільця. Тиск у цьому випадку різко збільшиться при першому такті, якщо залити в циліндр моторне масло [10].

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Якщо тиск відразу досягає 6-8 кгс/см<sup>2</sup> при першому такті, а потім практично не змінюється, то найбільш ймовірно, що є негерметичність між клапаном і сідлом або прокладка головки блоку циліндрів зношена і пропускає повітря, а також, можливо, є тріщина в камери згоряння.

Якщо газорозподільний механізм і циліндропоршнева група справні, то тиск у циліндрі при першому такті і при повністю відкритій заслінці дроселя показуватиме рівень 6-7 кгс/см<sup>2</sup>, а потім приблизно після чотирьох тактів збільшиться вдвічі.

#### 2.2.4 Вакуумний метод оцінки стану циліндропоршневої групи та прогнозування залишкового ресурсу приладом АГЦ

За допомогою аналізатора герметичності циліндрів (АГЦ) (рис. 2.3) можна достовірно точно (без розбирання двигуна) оцінити окремо технічний стан всього клапанного механізму, гільзи циліндра, компресійних та маслознімних кілець.

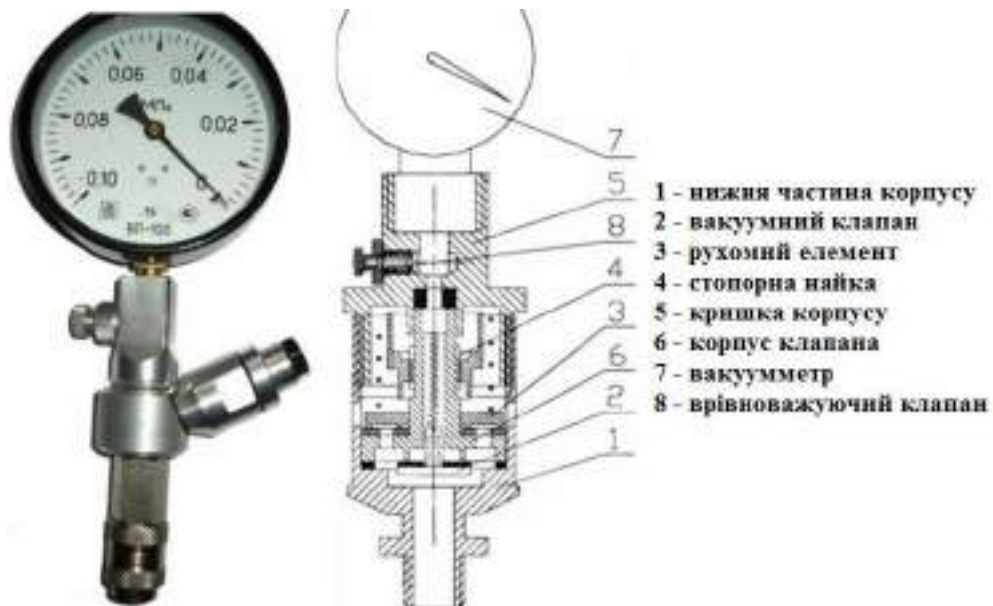


Рисунок 2.3 – Конструкція аналізатора герметичності циліндрів

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Діагностика цим приладом не відрізняється від вимірювання компресії. Всі вимірювання проводяться в процесі "прокручування" двигуна стартером або пусковим пристроєм через отвори свічки або форсунки. Переваги АГЦ – у простоті процесу діагностики та одночасно у високій інформативності результатів вимірювання. Переваги приладу в тому, що не має значення в якому стані акумуляторна батарея, її стан не позначиться на якості діагностики. Немає необхідності знати номінальну величину компресії кожного двигуна, щоб порівняти її з результатами діагностики. Необхідно знати лише марку палива, на якому їздить цей автомобіль. Параметри, що діагностуються, звіряються за діагностичними діаграмами для даного виду палива, і відбувається оцінка стану ЦПГ. Розроблено діагностичні діаграми для АІ-76-80, АІ-92-95-98 та дизельного палива. А якщо автомобіль чергує роботу на бензині та газі, слід застосовувати діаграму для даної марки бензину. За рахунок своєчасного виявлення дефектів складових елементів ЦПГ Аналізатор герметичності циліндрів (АГЦ) дозволяє уникнути необґрунтованого проведення ремонту ЦПГ, повніше використовувати ресурс двигуна, якісно проводити регламентні роботи.

Принцип діагностування приладом АГЦ. Наявність в АГЦ двох оригінальних клапанів дозволяє при "прокручуванні" двигуна стартером виміряти за допомогою вакуумметра два значущі параметри: P1 і P2. Вимірювання значення повного вакууму (P1) проводиться у надпоршневому просторі (рис. 2.4), під час такту впуску через вакуумний клапан.

Перед вимірюванням під час попереднього такту стиснення через редукційний клапан низького тиску (0,01 бар) відбувається продування циліндра. Отримане значення повного вакууму дозволяє оцінити зношування стінки циліндра (гільзи) і щільність у поєднанні клапана і сідла.

Однак параметр P1 не дає можливості оцінити стан поршневих кілець; наявність масляного "клина" дозволяє зберегти досить високий вакуум у над поршневому просторі. Ступінь зношеності поршневих кілець

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

оцінюється шляхом виміру другого параметра (рис. 2.5) - залишкового вакууму (P2) [10].

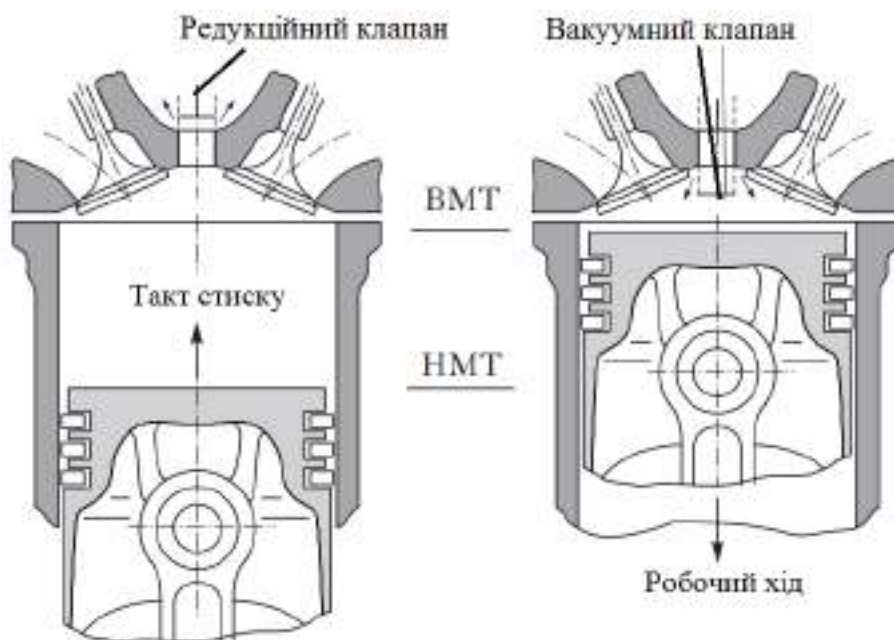


Рисунок 2.4 – Схема вимірювання повного вакууму (P1).

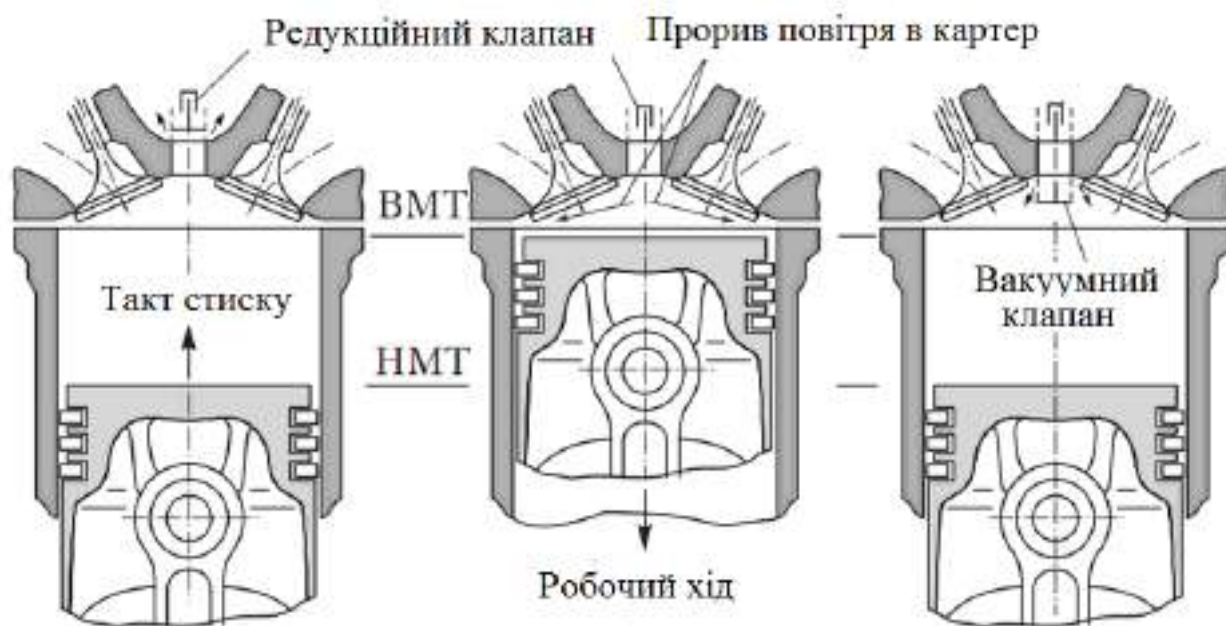


Рисунок 2.5 – Схема вимірювання залишкового вакууму (P2).

Для вимірювання його величини над поршневий об'єм ізолюється перекриттям клапана редукції. При цьому під час такту стиснення тиск

підвищується до максимального значення (величина компресії) і частина повітря, що стискається, "проривається" через зазори в сполучення поршневих кілець в картер двигуна.

Вимір значення розрідження при розширенні в цьому випадку (знову-таки через вакуумний клапан) дозволяє визначити залишковий вакуум (P2), величина якого пропорційна втратам компресії при витoku повітря. При нормальному стані кілець значення величини P2 вкрай невелике і суттєво зростає при їх зносі, поломці або закоксовуванні.

Легко перевірити та газорозподільний механізм. Якщо клапан нещільно сидить у сідлі, точно визначити причину різниці P1 та P2 важко. Але якщо на ньому тріщина, скол або прогар, P1 різко зменшується і зайве масло або паливо, що не згоріло, вже не в змозі закрити щілину.

Звіряння результатів вимірювання повного вакууму (P1) і залишкового вакууму (P2) з діаграмою стану ЦПГ для даного виду палива і дає оцінку про стан ЦПГ.

Порядок діагностування аналізатором АГЦ [10]:

1. Двигун прогривається до температури 80 °C – 85 °C;
2. Викручуються свічки (форсунки) із усіх циліндрів;
3. Вимикається котушку запалювання (комутатор). На дизельних двигунах необхідно віджати рейку паливного насоса (перекрити подачу палива);
4. Двигун прокручується пусковим пристроєм 3 – 5 секунд, щоб видуло весь бруд із камери згорання.
5. Приєднується перехідний пристрій (ПП) до свічкового (форсуночного) отвору та підключається до нього прилад. При діагностуванні дизельних двигунів пристрій необхідно підключати до імітатора форсунки. Підключення АГЦ замість свічки розжарювання не дасть достовірного вимірювання величини повного вакууму (P1).

6. Замір повного вакууму (P1):

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

АГЦ приєднується до свічкового (форсуночного) отвору. Повністю викручується та видаляється заглушка. Включається пусковий пристрій для обертання колінчастого валу на 3-4 с. Фіксується величина (P1) повного вакууму. Вимірювання в інших циліндрах проводяться аналогічно. Записується показання вакуумметра і натисканням на кнопку клапана скидання видаляється замір P1.

#### 7. Вимір залишкового вакууму (P2):

Редукційний клапан перекривається заглушкою, укочуванням її до упору, щоб кільце ущільнювача заглушки щільно прилягало до кришки редукційного клапана. АГЦ приєднується до свічкового (форсуночного) отвору. Включається пусковий пристрій для обертання колінчастого валу протягом 5-8 секунд, при цьому протягом прокрутки необхідно три рази натискати кнопку скидання, після фіксації вакуумметром параметра P2. Вперше параметр залишкового вакууму буде неправильний (бо невідомо в якому положенні знаходився поршень на початку прокрутки), другий і третій раз показання вакуумметра повинні збігатися. Це і є величина залишкового вакууму (P2). Фіксується величина P2 залишкового вакууму. Вимірювання в інших циліндрах виконуються аналогічно.

7. Проводиться аналіз стану ЦПГ за діаграмою стану, що відповідає даному типу палива, на якому працює двигун.

### 2.3 Технологія ремонту циліндропоршневої групи двигуна.

Основними дефектами блоку циліндрів є пробоїни, сколи, тріщини, зношування робочої поверхні циліндра, деформація посадкових місць під гільзу, деформація гнізд вкладишів корінних підшипників, обломи шпильок, зрив різьблення в отворах [10].

Дефекти блоку циліндрів встановлюють ретельним оглядом, обміром циліндрів та обпресуванням. Оглядом виявляють пробоїни, сколи, помітні

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

для ока тріщини, стан дзеркала циліндрів, зриви різьблення, Опресовуванням виявляють тріщини, не помічені під час огляду. У сорочку блоку під тиском 0,4...0,5 МПа нагнітається вода. При цьому на блок циліндрів має бути встановлена головка блоку або (замість неї) чавунна плита з гумовою прокладкою. Для усунення тріщин, пробоїн та обломів їх заварюють або закладають епоксидними пастами.

При заварці пробоїн, що захоплюють канал для проходу мастила, можна попередньо вставляти в канал сталеву або краще алюмінієву трубку. Однак якщо постановка трубки ускладнена, канал для проходу мастила може бути заварений, а потім розсвердлений. Після обробки каналу необхідно провести гідравлічне випробування під тиском 0,3...0,4 МПа.

Величину зносу циліндрів або гільз визначають індикаторним нутроміром у двох взаємно перпендикулярних напрямках та у трьох поясах. Один напрямок встановлюють паралельно осі колінчастого валу. Перший пояс розташовується на відстані 5...10 мм від верхньої площини блоку, другий - у середній частині циліндра і третій-на відстані 15...20 мм від нижньої кромки циліндра. Залежно від величини зносу призначають вид ремонту - розточування до наступного ремонтного розміру, який більший за попередній на 0,25 мм, або виконують встановлення (запресування) ремонтних гільз. Слід зазначити, що двигун DF4 автомобіля «RENAULT» не має ремонтних розмірів.

Вставні гільзи або циліндри обробляють до ремонтних розмірів на верстатах. Вставні гільзи кріплять у спеціальному пристрої, встановленому на столі розточувального верстата.

Після розточування гільзу або циліндр піддають хонінгуванню. Незалежно від способу остаточної обробки циліндрів (гільз), їх внутрішній діаметр повинен мати один і той же ремонтний розмір для даного двигуна.

Циліндри можна відновлювати запресовуванням ремонтних гільз, якщо їх зношування перевищує останній ремонтний розмір або на стінках є

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

глибокі задирки. Для цього циліндри обробляють під ремонтну гільзу, товщина якої має бути не менше 3...4 мм. Запресовуючи ремонтні гільзи, у верхній частині циліндра розточують кільцеву виточку під буртик гільзи.

Ремонтні гільзи запресовують з натягом 0,05...0,10 мм на гідравлічному пресі, впресовують та обробляють (розточують і хонінгують) до нормального розміру.

Для заміни зношених поршнів виготовляють комплекти поршнів з підібраними до них поршневими пальцями і стопорними і поршневими кільцями в кількості, необхідному для одного двигуна. Знімання та встановлення поршневих кілець виконують спеціальним знімачем, при цьому треба стежити за правильним положенням замків кілець.

Для забезпечення належного зазору між спідницею поршня та гільзою циліндра поршні після остаточної обробки сортують на заводі-виробнику за діаметром спідниці на розмірні групи. Перед встановленням поршневих кілець необхідно підібрати поршневі кільця канавкою поршня і по циліндру. Зазор у замку поршневого кільця при встановленні в циліндр повинен становити 0,3...0,6 мм залежно від моделі автомобіля.

Поряд із підбором поршнів до гільз циліндрів по діаметру їх підбирають також і по масі, для чого їх сортують на заводі-виробнику і маркування наносять на днище поршня за допомогою тавра або фарбою. Поршні, що встановлюються в гільзи циліндрів двигуна, повинні бути однієї масової групи та позначені порядковими номерами гільз циліндрів, до яких вони підібрані. Маркування груп наноситься на поверхні днища поршня певною літерою.

Після того як закінчено підбір поршнів до гільз, підбирають поршневі пальці до поршнів і втулок верхніх головок шатунів. Шатуни попередньо перевіряють і за необхідності відновлюють. Зношені втулки верхньої головки шатуна зазвичай замінюють на нові або розгортають під ремонтний розмір поршневого пальця. Вигин та скручування шатуна усувають правкою з

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

використанням спеціальних пристроїв, що контролюють одночасно відстань між центрами його головок. Отвори нижньої головки шатуна під вкладку розточують і шліфують разом із кришкою шатуна. При виготовленні деталей наносять фарбу: у поршневих пальців - на внутрішню поверхню з одного кінця, у поршнів - на нижню поверхню однієї з бобишок, на шатуні - у верхньої головки.

Поршневий палець, що належить до певної розмірної групи, підбирають при складанні до поршня і втулки шатуна тієї ж розмірної групи. Поршневий палець, змащений маслом двигуна, повинен щільно входити у втулку під зусиллям великого пальця правої руки.

У всіх випадках поршневі пальці до шатуна необхідно підбирати при температурі повітря в приміщенні  $(20\pm 3)$  °С.

Поршневий палець, підібраний до поршня і шатуна, змащують тим же маслом, що і для двигуна, і запресовують у бобишки поршня і у верхню головку шатуна за допомогою спеціального пристосування.

Для опор корінних підшипників необхідно контролювати величину деформації секторів під вкладки корінних підшипників. При капітальному ремонті, як правило, збільшують поверхню секторів з наступним розточуванням. Якщо в опорах та інших місцях блоку циліндрів є тріщини, що проходять через масляні канали, блок підлягає заміні.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

### 3. ОГЛЯД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ПРО ВПЛИВ ДОБАВОК УЛЬТРАДИСПЕРСНИХ АЛМАЗІВ (НАНОАЛМАЗІВ) НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ПАР ТЕРТЯ

#### 3.1 Ультрадисперсні алмази.

Розглядається новий перспективний матеріал, який отримується за допомогою енергії вибуху. Найдрібніші зерна цієї речовини народжуються з вуглецю, що входить до складу вибухової речовини, і вуглецевих добавок. Висаджена в спеціальній камері суміш залишає після себе конденсований залишок шихту чорного кольору, що містить 30-50% алмазного порошку [11]. Після цього порошок відмивають від забруднюючої сажі та домішок. Колір чистого порошку від темно-коричневого до світло-сірого. Це продукт для високих технологій, що дозволяє суттєво покращити характеристики традиційних матеріалів та створити нові з унікальними властивостями.

Наноалмази (ультрадисперсні алмази – УДА) (Додаток А) відносяться до класу вуглецевих наноматеріалів, проблемами отримання, сертифікації та застосування яких інтенсивно займаються вчені різних країн. Це науково-технічний напрямок, що лежить на стику традиційного алмазного матеріалознавства, фізики високих тисків, фізики твердого тіла, хімії нановуглецю, колоїдної хімії, стає одним із найшвидше зростаючих у галузі нанотехнологій за обсягом фінансування, що виділяється на його розвиток у світі. Наноалмази є прикладом наноматеріалів, виробництво яких освоєно у промисловому масштабі [12-13]. Наноалмази детонаційного синтезу за своїми властивостями суттєво відрізняються від інших синтетичних та природних алмазів, що зумовлено нерівноважними умовами їхнього синтезу. Наноалмази певною мірою можна вважати композиційним матеріалом, що характеризується такими основними параметрами [13]:

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

1. Розміри частинок. Наноалмази є полідисперсний порошок з розмірами частинок від 2 до 20 Нм. Середній розмір мікрокристалів серійних партій УДА від 4 до 6 нм. Мікрокристали об'єднуються в агрегати, що легко руйнуються, середній розмір яких від 1 до 2 мкм. У суспензії обсяг агрегатів до 0,005 мкм. При нагріванні порошку в інертній атмосфері, починаючи з 600°C, відбувається зростання агрегатів, які набувають форми сферолітів розміром від 150 до 200 мкм<sup>2</sup>, що руйнуються під навантаженням до 15 кг/мм<sup>2</sup>. Порошок має сильно розвинену питому поверхню в межах 400-500 м<sup>2</sup>/гр. Насипна щільність становить 0,4 0,6 гр/см<sup>3</sup>. Постійна кристалічних ґраток - 0,3573±0,0005 Нм, питома поверхня – 250...350 м<sup>2</sup>/гр. [14, 15]

2. Елементний склад. Нерівноважні умови синтезу, висока дефектність структури та розвиненість поверхні наноалмазів призводять до наявності хемісорбованих атомів та їх груп. Порошок, по суті, є матеріалом, що складається з вуглецю 88-92 % (98,5-99,6 % якого міститься в алмазній фазі), водню - до 1%, азоту - 0,52%, кисню - до 10 %, вологи – до 5%, металевих домішок до 1,5%. Вміст сурми, ртуті та миш'яку не перевищує 0,001%, що відповідає екологічно безпечним нормам роботи з УДА.

3. Вміст речовин. Масова частка УДА в сухому порошку залежить від ступеня очищення і знаходиться в межах 90-99,5 %. Вміст не окислених форм вуглецю становить 0,3-3 %. Масова частка вогнетривких при 700 °С залишків - метали, оксиди металів, силікати - дорівнює 0,34-1,5 %.

4. Електрофізичні властивості. Провідність порошку мінімальна при температурі 300 °С і становить 10-12 Ом, пов'язана, ймовірно, з початковою стадією графітизації.

Діелектрична проникність порошку становить  $\epsilon_{15}$  1,74-2,0. Тангенс кута діелектричних втрат  $3,5 \times 10^{-3} - 1,0 \times 10^{-2}$ .

5. Термостійкість. При нагріванні повітря з швидкістю 10 град/хв порошок починає окислюватися з температури 350 °С. Температура початку

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

графітизації у вакуумі – 900°C. У нейтральних та відновлювальних атмосферах порошок стабільний за фізико-хімічними показниками до температури 1000 °С.

Застосування ультрадисперсних алмазів у машинобудуванні, нафтохімії та електроніці. Метало-алмазні зміцнювальні покриття: підвищення міцності (в 2-10 разів), зносостійкості (в 1,5-15 разів) [14, 15], бурового, ріжучого, пресового, медичного та ін. Антифрикційні композиційні матеріали на основі бронзи, армованої УДА. Наповнені полімери на основі фтореластомерів, стійкі до дії агресивних середовищ фторовані плівки з УДА, фторовані гуми з УДА зі збільшеним ресурсом, радіаційно-стійкі покриття. Алмазні напівпровідникові транзистори та люмінофори для блакитної та ультрафіолетової частини спектру.

### 3.2 Застосування УДА в моторних маслах.

Ряд добавок до моторних масел для бензинових двигунів автомобільної техніки позиціонується виробниками, як «містять ультрадисперсні алмази (УДА)». Експериментальними дослідженнями, проведеними раніше на виробничому об'єднанні «SINTA», основною сферою якої є нанотехнології, встановлено, що при змащуванні моделі тертя «кільце-гільза» маслами з цими добавками дійсно відбувається різке зниження коефіцієнта тертя [16].

Практика зменшення тертя та зношування в різних механізмах та машинах має багатовікову історію, починаючи з застосування жирів та олій, дьогтю, тальку, графіту, молібденіту, різних порошків та сполук м'яких металів, багатьох притиральних складів та продуктів нафтохімії. У 70-х роках минулого століття стало можливим збільшення ресурсу роботи рухомих сполук за рахунок додавання в масло або паливо спеціальних складів, що є складними сполуками. Одні їх назвали добавками, інші присадками.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Однак не можна плутати між собою добавки та присадки. Під терміном «Добавка» прийнято вважати продукт різної природи та складу, як правило, неорганічний, але розбавляється в маслі (спочатку в гасі або дизпаливі) для легкості введення його малої кількості (від 0,2 г) в систему мащення агрегату і не змінює будь-яких властивостей масла. Масло служить лише носієм ревіталізатора (лат. *vita* - життя) у зону тертя. «Присадка» до масла - препарат, умовно кажучи, органічної природи, що вводиться в базове мастило (вихідний продукт переробки нафти) для створення мастила. Присадки, покращуючи якість мастила, не створюють помітного захисного шару на поверхнях деталей, а добавки, взаємодіючи з поверхнями деталей, створюють видиму плівку або навіть шар. Відмінною властивістю добавок від присадок є те, що перші не вимагають повторного застосування при заміні мастила, а другі щоразу. Тому до добавок було звернено більш пильну увагу.

Введення високодисперсних добавок у мастильні середовища може сприяти перебігу механохімічних взаємодій у трибосистемах, що активізують процеси самоорганізації, формування структур, адаптованих до умов тертя. Усі зростаючі вимоги до працездатності та довговічності машин і механізмів при посиленні умов роботи важконавантажених пар тертя зумовлює необхідність проведення робіт, спрямованих на вибір оптимальних поєднань матеріалів деталей вузлів тертя та мастил. В даний час дуже актуальним є дослідження сумісності добавок до мастил та матеріалів, які використовуються у важконавантажених та відповідальних деталях вузлів тертя.

Як матеріали для випробувань були обрані такі [16]:

- Сірий модифікований чавун (СЧМ);
- Чавун спеціальний (НС).

Випробування трибосистеми "гільза циліндра - поршневе кільце" проводилися за схемою, де нерухомий елемент був виготовлений з матеріалу

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

гільзи (НС) і мав велику площу, а рухомий елемент був виготовлений з матеріалу кільця (СЧМ) і мав меншу площу.

Результати випробувань еталонної пари та пари з використанням УДА наведено у таблиці 3.1. [16].

Таблиця 3.1 – Результати випробувань еталонної пари та пари з використанням з УДА

Трибосистема	Сумарна швидкість зношування $J$ , мкм/год	Коф. тертя
Базова	10,8	0,11
з УДА	8,3	0,09

Проведені порівняльні випробування триботехнічних характеристик модельних трибосистем ДВЗ: «колінчастий вал - вкладиш», «гільза циліндра-поршневе кільце» з добавкою УДА в маслі і без їх внесення [16]:

1. Сумарна швидкість зношування випробуваних трибосистем зменшується в 1,3 рази для трибосистеми «гільза циліндра – поршневе кільце», в 1,84 рази для трибосистеми «колінчастий вал – вкладиш».

2. Коефіцієнт тертя випробуваних трибосистем зменшився на 1,29 рази для трибосистеми «колінчастий вал - вкладиш», в 1,22 рази для трибосистеми «гільза циліндра – поршневе кільце».

Виходячи з отриманих результатів, можна припустити наступний механізм зміцнювального та протизносного впливу добавки УДА при введенні їх у мастило.

Потрапляючи на поверхню пар тертя, частинки УДА надають м'який поліруючий вплив на мікрорівності робочих поверхонь, сполучених деталей. При цьому оголюється, так звана, ювенільна поверхня, що має високу вільну енергію і каталітичну активність, на якій механохімічні перетворення

призводять до перерозподілу мікрочастинок металу, присадок з масла і УДА по поверхні.

УДА, проникаючи в поверхню деталі тертя зміцнюють її передповерхневий шар і захищають деталь від водневого викришування. Покриваючи тертьові поверхні металу, УДА утворюють плакуючий шар (шар сухого мастила), що постійно відновлюється і перешкоджає зносу основного матеріалу, що дозволяє значною мірою зменшити їх знос при холодному пуску двигуна до надходження основного змазуючого складу (Додаток Б).

Необхідно враховувати і можливість поліпшення адсорбційної здатності робочих поверхонь щодо мастила при насиченні їх частинками УДА, а також підвищення несучої здатності масляного шару при утворенні агрегатів мікрочастинок УДА з компонентами мастил.

Застосування алмазовмісної добавки забезпечує:

- зменшення швидкості зношування деталей тертя ДВЗ та відповідно збільшення їх експлуатаційного ресурсу;
- зменшення коефіцієнта тертя, що призводить до зниження механічних втрат у ДВЗ, а, отже, і до економії палива.

Отримані результати свідчать про доцільність використання УДА підвищення експлуатаційного ресурсу ДВЗ.

Для підтвердження проведеного дослідження щодо впливу УДА на двигун-прототип, вважаю необхідним провести розрахунок з метою виявлення ресурсу трибосопряження «поршневе кільце – гільза циліндра».

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

#### 4. РОЗРАХУНОК РЕСУРСУ ТРИБОСПРЯЖЕННЯ КІЛЬЦЕ – ГІЛЬЗА ЦИЛІНДРА ДВЗ

##### 4.1. Вибір вихідних даних.

Для проведення даного дослідження як прототип було обрано двигун DF4 автомобіля «RENAULT», технічні характеристики якого наведено в пункті 1.2 таблиці 1.1.

Ефективна потужність двигуна  $M_e = 56,4$  кВт, частота обертання колінчастого валу  $n = 5400$  хв<sup>-1</sup>, максимальний крутний момент,  $M = 115,7$  Нм при  $n_{max} = 3000$  хв<sup>-1</sup>, тип двигуна: чотиритактний, чотирициліндровий, з рідинним охолодженням. Діаметр циліндра  $D=82$  мм, хід поршня  $S=71$  мм.

Тиск довкілля  $P_0 = 0,1013$  МПа для нормальних атмосферних умов. Температура навколишнього повітря  $T_0 = 293$  К, тобто. приймається для нормальних умов. Середній елементарний хімічний склад палива у вагових частках для бензинів  $C=0,855$ ;  $H = 0,145$ ;  $O = 0$ . У цьому  $C+H+O=1$ . Найнижча теплота згорання рідких палив, визначена за формулою Менделєєва для бензину  $H_i = 44$  МДж/кг.

У ДВЗ з примусовим займанням горючої суміші підвищення ступеня стиснення обмежене необхідністю забезпечення бездетонаційного згорання, що вимагає обліку марки палива (бензину). Зокрема марки палива, що використовується на двигуні прототипі. Для двигунів DF4 використовується бензин марки «АИ-92». Тому приймаємо ступінь стиснення, що дорівнює 9,8.

Пара тертя: "поршневе кільце - гільза циліндра". Матеріал: сірий модифікований чавун (СМЧ) - спеціальний чавун (СЧ).

Різні механічні та теплофізичні властивості матеріалів:

- номінальна площа контакту  $A_a = 7 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>;

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- масив номінальних тисків  $p_a = 0,2 \dots 0,8$  МПа з кроком  $\Delta p_a = 0,1$  МПа;
- швидкість ковзання  $V = 12$  м/с;
- загальна глибина зношування  $H = 300$  мкм;
- інші дані наведено в таблиці 4.1 [17].

Таблиця 4.1 – Різні властивості матеріалів та вихідні дані для пари тертя «гільза – кільце»

Параметр	Позначення	Матеріал		Розмірність
		ЧС	СЧМ	
Коефіцієнт теплопровідності	$\lambda$	21	35	Вт/(мК)
Щільність	$\rho$	7800	7300	кг.м <sup>3</sup>
Питома теплоємність	$c_p$	480	352	Дж/(кг.К)
Модуль пружності	$E$	100000	7000	МПа
Коефіцієнт Пуассона	$\mu$	0,22	0,32	-
Твердість по Брінелю	$HB$	450	200	-
Відношення висоти хвилі шорсткості до її кроку	$a_w/L_w$	0,0031	0,0031	-
Емпіричні фрикційні сталі	$\tau_0$	4,49	7,7	МПа
	$\beta$	0,068	0,013	-
Межа міцності	$\sigma_{BP}$	400	750	МПа
Коефіцієнт акумуляції енергії	$\rho_R$	0,00001	0,00001	-

#### 4.2 Визначення показників опорної кривої.

Опорна крива дозволяє виявити розподіл металу в поверхневому шарі з урахуванням шорсткості та визначити показники опорної кривої  $\nu$  та  $b$ , що використовуються для оцінки співвідношення площ.

Показники опорної кривої визначаються за двома точками, вибраними на умовно прямої частини графіка. Координати точок 1 та 2 зведені в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Координати точок 1 та 2.

№ точки	$t_p$	$\varepsilon$
1	0,28	0,3
2	0,73	0,64

Коефіцієнти  $\nu$  та  $b$  визначаються за формулами [7]:

$$\nu = \frac{\lg(t_{p1}) - \lg(t_{p2})}{\lg(\varepsilon_1) - \lg(\varepsilon_2)}, \quad (4.1)$$

де  $t_p, \varepsilon$  координати відповідних точок (таблиця 4.2).

$$\nu = \frac{\lg(0,28) - \lg(0,73)}{\lg(0,3) - \lg(0,64)} = 1,26 .$$

$$\lg(b) = 0,5[(\lg(t_{p1}) + \lg(t_{p2})) - \nu(\lg(\varepsilon_1) + \lg(\varepsilon_2))]. \quad (4.2)$$

$$\lg(b) = 0,5[(\lg(0,28) + \lg(0,73)) - 1,26(\lg(0,3) + \lg(0,64))] = 0,0005 ,$$

$$b = 1,099 .$$

### 4.3 Визначення характеру контактування, контурного тиску та площі.

Комплекс шорсткості для одиничного профілю поверхні визначається за формулою [7]:

$$\Delta = \frac{R_{MAX}}{R \cdot b^{\frac{1}{\nu}}}, \quad (4.3)$$

де  $R_{MAX} = 11,75$  мкм – висота профілю;  $R$  – середній радіус мікронерівностей,  $R = 50$  мкм.

$$\Delta = \frac{11,75}{50 \cdot b^{\frac{1}{1,26}}} = 0,039 .$$

З метою оцінки співвідношення між номінальною та фактичною площею контактування, слід визначити контурний та фактичний тиск, залежно від виду контактування:

$$A \leq P_C \leq B, \quad (4.4)$$

де  $P_C$  – контурний тиск контакту, МПа,  $A$  – межа пружного контакту,  $B$  – межа пластичного контакту.

$$A = 5,4 \frac{(1 - \mu^2)^4 HB^5}{\Delta^2 E^4}, \quad (4.5)$$

$$B = 14,5 \frac{(1 - \mu^2)^4 HB^5}{\Delta^2 E^4}, \quad (4.6)$$

$$P_C = 1,87 E^{0,5} \left( \frac{a_W}{L_W} \right)^{0,5} P_a^{0,5}, \quad (4.7)$$

де  $a_W/L_W$  – відношення висоти хвилі шорсткості до її кроку.

Вид контактування:

- $P_C < A$  – пружне контактування;

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- $B \geq P_C$  – пластичне контактування;
- $A \leq P_C < B$  – пружно-пластичне контактування.

Розрахунки будемо проводити для деформованого матеріалу. Відносне зближення поверхонь  $\varepsilon$  знаходиться за формулою:

$$\varepsilon = \left[ \frac{4,2 P_C (1 - \mu^2)}{\Delta^{0,5} E} \right]^{\frac{2}{3}}, \quad (4.8)$$

Фактичний тиск у пружній зоні контакту визначається за формулою:

$$P_r = 0,28 E^{\frac{6}{7}} \left( \frac{R_{MAX}}{R} \right)^{\frac{3}{7}} P_C^{\frac{1}{7}}, \quad (4.9)$$

Фактичний тиск у пластичній зоні контакту визначається за формулою:

$$P_r = 10 H_V, \quad (4.10)$$

Фактичну площу контакту знайдемо виходячи з рівності нормального навантаження [7]:

$$N = P_a A_a = P_r A_r \rightarrow A_r = \frac{P_a A_a}{P_r}. \quad (3.11)$$

Результати всіх розрахунків зводяться до таблиці 4.2 і рис. 4.1.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків показників.

№	$P_a$ , МПа	$P_C$ , МПа	$\varepsilon$	Умова пружного контакту	Умова пластичного контакту	$P_r$ , МПа	$\frac{A_a}{A_r}$
1	0,22	4,09	0,049	Умова виконується	Умова виконується	347,25	1520
2	0,32	4,93	0,056			356,64	1140
3	0,42	5,65	0,061			363,12	864
4	0,52	6,28	0,065			368,61	680
5	0,62	6,86	0,069			373,26	420
6	0,72	7,39	0,073			377,23	217

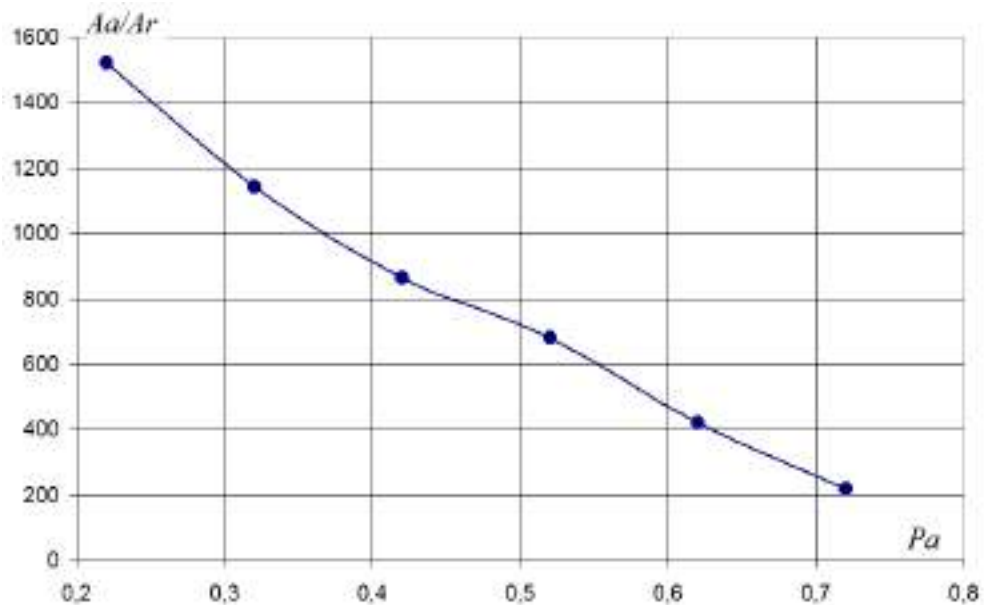


Рисунок 4.1 – Залежність співвідношення площ  $\frac{A_a}{A_r}$  від  $P_a$ .

#### 4.3 Визначення теплових параметрів контакту.

До теплових параметрів трибосполучень, крім теплофізичних властивостей контактуючих тіл, відносять теплові потоки в тіла тертя, що генеруються на плямах фактичного контакту, допоміжні коефіцієнти, щільності теплових потоків і температури.

Розрахунок будемо проводити для матеріалу з найменшою теплопровідністю.

Вважаємо контакт низьконавантаженим.

Визначимо критерій рівня швидкісного навантаження контакту, число Пекле:

$$L = \frac{v \cdot l}{a}, \quad (4.12)$$

де  $v=12$  м/с – швидкість відносного руху деталей;  $l$  – середньозважений радіус плями контакту, мм;  $a$  – коефіцієнт теплопровідності, м<sup>2</sup>/с.

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p}, \quad (4.13)$$

$$a = \frac{35}{7300 \cdot 352} = 13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Якщо число  $L > 10$ , то контакт вважається високошвидкісним, і якщо  $L \leq 0,5$ , то низькошвидкісним. Умовною межею між високо - та низькошвидкісним контактом вважатимемо значення  $L = 5,25$ . Таким чином вважатимемо контакт високошвидкісним, якщо  $L > 5,25$  і низькошвидкісним,

якщо  $L \leq 5,25$ .  $L = \frac{12 \cdot 30 \cdot 10^{-6}}{\left(\frac{35}{7300 \cdot 352}\right)} = 26,4$  - високошвидкісний контакт

$$r_1 = \frac{\sqrt{7800 \cdot 480 \cdot 21}}{\sqrt{7800 \cdot 480 \cdot 21} + \sqrt{7300 \cdot 357 \cdot 35}} = 0,48$$

$$r_2 = 1 - 0,48 = 0,52$$

Оцінку коефіцієнта тертя доцільно виконувати з огляду на вид контактування. Для ненасиченого пружного контакту [8]:

$$f = \frac{2,4\tau_0 \cdot \theta^{\frac{4}{5}}}{\rho c^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta^{\frac{2}{5}}} + \beta + 0,24a_{ef} \cdot Pc^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta^{\frac{2}{5}} \cdot \theta^{\frac{1}{5}}, \quad (4.14)$$

де  $\tau_0 = 7,7$  Мпа;  $\beta = 0,013$  – фрикційні параметри.

Максимальне підвищення температури на плямі контакту для високо навантаженого контакту:

$$\Delta T_{\max} = r \left[ \frac{0,95 f \cdot Pa \left( \frac{Aa}{Ar} \right) \left( \frac{V \cdot d}{a} \right)^{\frac{1}{2}}}{\rho \cdot C_p} + \frac{1,5 f \left( \frac{v \cdot l}{a} \right)^{\frac{1}{2}}}{\rho \cdot C_p} \right] = 6,35, \quad (4.15)$$

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

#### 4.5 Визначення ресурсу сполучення.

Ресурс сполучення регламентований часом його фактичної роботи.

Зношування - процес зміни геометричних характеристик трибосполучення, фізико-механічних властивостей його складової або експлуатаційних властивостей у процесі роботи.

Основною характеристикою зношування є інтенсивність зношування.

Ресурс роботи [8]:

$$t = \frac{h}{I_h \cdot v}, \quad (4.16)$$

де  $h$  - глибина зношеного шару, м;  $I_h$  - лінійна інтенсивність зношування.

$$I_h = \frac{f \cdot Pa}{\left[ \frac{\sigma_{BP}^2 \cdot \sigma^2}{2 \cdot E} \right] \rho_R^2}, \quad (4.17)$$

де  $\rho_R = 10^{-5}$  - коефіцієнт акумуляції енергії.

Сумарний знос сполучення:

$$H = h_1 + h_2. \quad (4.18)$$

Припускаємо співвідношення глибин зношених шарів рівні співвідношення лінійних інтегральних інтенсивностей зношування.

Отже:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{Ih_1}{Ih_2}. \quad (4.19)$$

Розрахунок проводився за допомогою програмного пакета Microsoft Excel, результат наведено в додатку В та зображено на рисунках 4.2 – 4.4.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

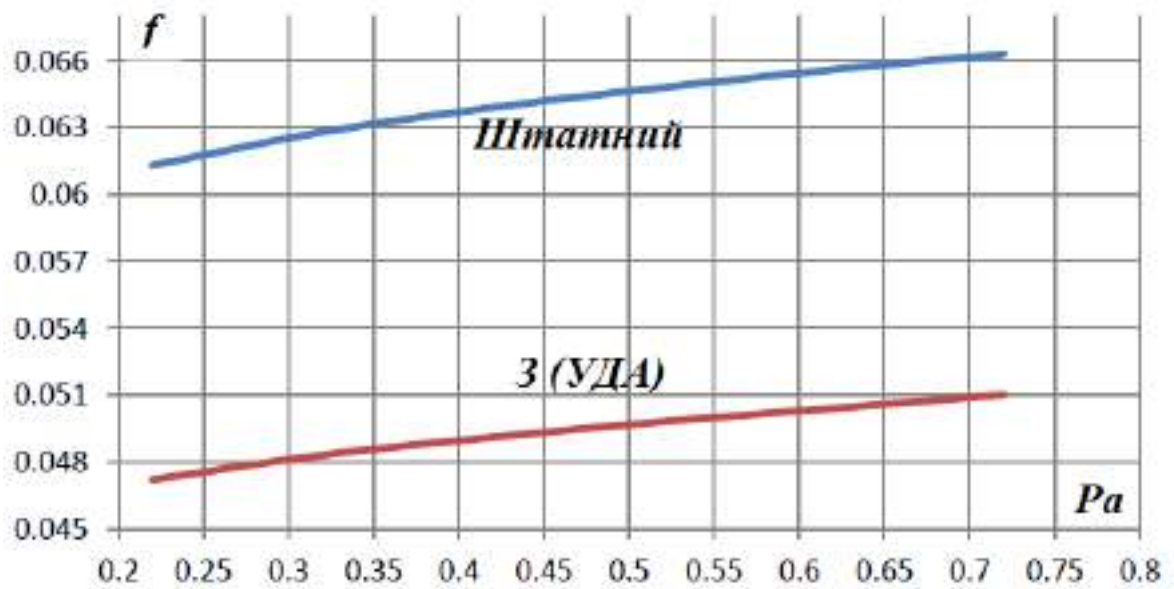


Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта тертя ( $f$ ) від масиву номінальних тисків ( $P_a$ ) з використанням УДА та без їх застосування.

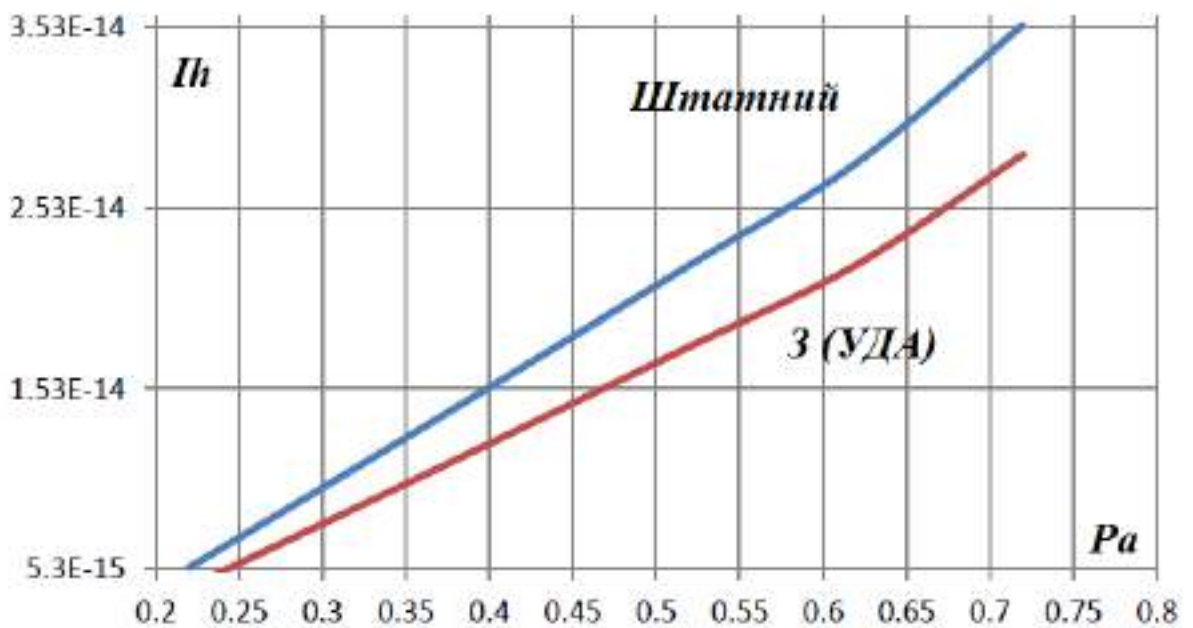


Рисунок 4.3 – Залежність лінійної інтенсивності ( $I_h$ ) зношування від масиву номінальних тисків ( $P_a$ ) з використанням УДА та без їх застосування

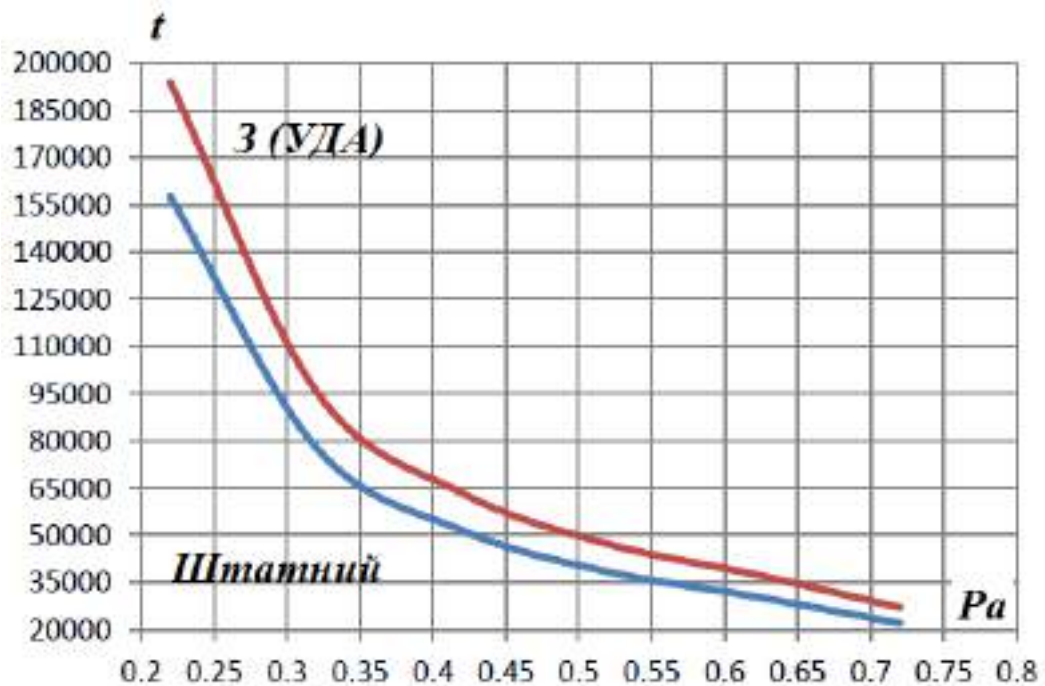


Рисунок 4.4 – Залежність ресурсу спряження ( $t$ ), годин, від масиву номінальних тисків ( $P_a$ ) з використанням УДА та без їх застосування

Виходячи з вище наведених графіків, можна зробити висновок про те, що додавання УДА в масло позначилося на ряді параметрів сполучення. Коефіцієнт тертя помітно знизився. Інтенсивність зношування також знизилася, а ресурс спряження збільшився.

Покриваючи третьові поверхні металу, УДА утворюють плакуючий шар (шар сухого мастила), що постійно відновлюється і перешкоджає зносу основного матеріалу, що дозволяє значною мірою зменшити їх знос при холодному пуску двигуна до надходження масла основного складу.

Застосування алмазовмісної добавки забезпечує:

- зменшення інтенсивності зношування деталей тертя ДВЗ та збільшення їх експлуатаційного ресурсу;
- Зменшення коефіцієнта тертя, що призводить до зниження механічних втрат у ДВС, а, отже, і до економії палива.

Застосування мастила з додаванням УДА дозволяє виключити відмови сполучення при обкатці та в період експлуатації. Економічний ефект

від застосування УДА середньостатистичного користувача оцінити складно, оскільки експлуатація автомобіля становить невелику частину від закладеного ресурсу, чого не можна сказати про компанії, що займаються перевезенням людей і транспортуванням вантажу. У разі ремонту двигуна, компанія зазнає збитків, у зв'язку з простоем транспорту та витрат на його ремонт. Доцільніше буде застосовувати мастило з додаванням УДА, що дозволить збільшити ресурс пар тертя і ресурс ДВС в цілому.

Застосування алмазостійких добавок в широко використовуваних індустриальних і трансмісійних маслах, працюючих в широкому діапазоні навантажень, швидкостей і температур, забезпечує поліпшення не тільки змащувальних властивостей цих масел, яке і якість поверхонь тертя, завдяки їх постійному приробленню і зміцненню.

Системний контроль складу і якості синтезуючої сировини, для виробництва алмазостійких трибоскладових дозволів включити в систему контролю якості готової продукції, ряд важливих трибологічних параметрів.

Практичне застосування наноматеріалів і продукції на їх основі, зокрема з наноалмазами, знайшло місце в ряді промислових підприємств України [16]: ЗАТ «Нікопольський завод нержавіючих труб», ВАТ «Мотор Січ», НЕК «Укренерго», Козенне науково-виробниче об'єднання «Форт», Криворізький Центральний ГЗК, Харківський авторемонтний завод, ВАТ «Днепротяжмаш».

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

## ВИСНОВКИ

1. Виконаний аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT». Режими тертя у поєднанні «поршневе кільце - гільза циліндра» надають різнобічний вплив на характеристики та ресурс роботи двигуна. Безпосередньо сила тертя режим тертя, розподіл товщини масляної плівки на внутрішній поверхні гільзи суттєво впливають на ресурс ЦПГ.

2. Для оцінки стану ЦПГ двигуна DF4 запропоновано методи діагностики без розбирання двигуна, а саме діагностика двигуна за станом вихлопних газів, вимірювання компресії в циліндрах двигуна та вакуумний метод оцінки стану циліндропоршневої групи приладом АГЦ.

3. Теоретичний аналіз застосування ультрадисперсних алмазів шляхом добавки до моторного масла показав, що працездатність пар тертя ковзання може бути підвищена, особливо в області збільшених контурних тисків. УДА, проникаючи в поверхню деталі тертя зміцнюють її передповерхневий шар і захищають деталь від водневого крихтіння.

4. Модифікація моторного масла триботехнічним складом підвищує працездатність пари тертя «поршневе кільце – гільза циліндра». Коефіцієнт тертя області підвищених контурних тисків, відповідних граничному тертю, знижується на 23....27%. Опорна поверхня збільшується в 1,3 рази., відповідно лінійна інтенсивність зношування знижується на 17...22%. Після зниження коефіцієнта тертя, ресурс сполучення збільшився на 19...21%, ця зміна не могла не позначитися на ресурсі всього двигуна загалом.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дмитренко В.С. Дослідження витрати палива в двигуні автомобіля при використанні технічної добавки маннол молібден адитів до моторної оливи / В.С. Дмитренко, В.В. Дмитренко, П.О. Драганець, В.В. Негрич, М.М. Хмелівський // Науковий вісник ІФНТУНГ, 2016. - №1 (40). – С. 101-106.
2. Полянський, С. К. Експлуатаційні матеріали для автомобілів і будівельно-дорожніх машин: підручник / С. К. Полянський, В. М. Коваленко. - К. : Либідь, 2005. - 504 с.
3. Кравець А. М. Моторні оливи [Текст] : конспект лекцій / А. М. Кравець, В. Г. Кравець. – Харків : УкрДУЗТ, 2012. - 38 с.
4. Електронний ресурс: <https://www.renault.ua/passenger/logan.html>
5. Електронний ресурс: <https://autostrong-m.by/post/malenkii-nadejnii-i-prohodnoi-motor-renault-1-2-d4f/>
6. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. – Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. – 322 с.
7. Методи розв'язування прикладних задач механіки де формівного твердого тіла / збірник наукових праць / Дніпровський національний університет. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – вип. 11. – 352 с.
8. Закалов, О.В. Триботехніка і підвищення надійності машин: О.В. Закалов. – Тернопіль: ТДТУ, 2000. – 354 с.
9. Діагностика і технологія ремонту автомобілів : підруч. / В. М. Коваленко, В. К. Щуріхін. – Київ : Літера ЛТД, 2017. – 224 с.
10. Дудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів : підруч. / О. А. Дудченко. – Київ: Знання-Прес, 2003. –511 с
11. Greiner N. Roy. Diamonds in detonation soot / N. Roy Greiner, D. S. Phillips, J. D. Johnson, F. Volk // Nature.— 1988.— №.333.— pp. 440—442.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

12. Vul, A.Ya. Characterization and physical properties of UNCD particles / A.Ya. Vul // Ul-trananocrystalline diamond synthesis, properties and applications by O. Shenderova. – William Andrew Publishing, 2006. – 600 p.

13. Vitiaz, P.A. Compaction of nanodiamonds produced under detonation conditions and properties of composite and polycrystalline materials made on their basis / P.A. Vitiaz, V.T. Senyut // Physics of the Solid State. – 2004. – Vol. 46, № 4. – P. 764–766.

14. Титаренко В.В. Вплив частинок ультрадисперсних алмазів на структуру та властивості електролітичних нікелевих покриттів / В. В. Титаренко, В. А. Заблудовський // Металофізика та новітні технології, 2016. - № 38. – С. 519-529.

15. Gordeev S.K. Nanoporous and nanofragmental carbon composite materials / S.K. Gordeev // Nanostructured Carbon for Advanced Applications, 2001; G. Benedek [et al.] (eds.). – Printed in the Netherlands: Kluwer Academic Publishers. – P. 71–88.

16. Солоня О.В. Використання наноалмазів в змащувальних матеріалах з метою підвищення довговічності і надійності різних машин і механізмів / О.В. Солоня, Ю.М. Лобань // Збірник наукових праць ВНАУ , 2011. - № 6. – С. 108-111.

17. Матеріалознавство та технологія металів : підручник для здобувачів професійної (професійно-технічної) освіти / А. М. Власенко. – Київ : Літера ЛТД, 2019. – 224 с.

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

ДОДАТКИ

					ДРМТВАТАМ 23.20096.000. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

**КАФЕДРА ТРИБОЛОГІЇ, АВТОМОБІЛІВ  
ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВА**

***Підвищення ресурсу  
циліндропоршневої групи шляхом  
додавання ультрадисперсних  
алмазів в мастило на прикладі  
двигуна DF4***

*Виконав ст. гр. МТВАс-20-2:*

***Василишин Дмитро  
Володимирович***

*наук. керівник: доц. каф. ТАМ*

*Посонський Сергій Феліксович*

## Мета та завдання роботи.

*Введення вискодисперсних добавок у мастильні середовища може сприяти перебігу механо-хімічних взаємодій у трибосистемах, що активізують процеси самоорганізації, формування структур, адаптованих до умов тертя. У зв'язку з цим теоретичні обґрунтування та експериментальне дослідження ефективності різних добавок з метою покращення працездатності основного сполучення гільза – поршневе кільце є дуже актуальним.*



**В роботі розглядалась можливість використання ультрадисперсних алмазів (УДА) у мастилі з метою зменшення тертя, підвищення зносостійкості та збільшення ресурсу ДВЗ**

### **Завдання роботи:**

- 1. Виконати аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT».**
- 2. Запропонувати способи діагностики циліндропоршневої групи ДВЗ для визначення основних параметрів.**
- 3. Провести розрахунок ресурсу трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT» з додаванням УДА та без їх використання**
- 4. Визначити вплив добавок УДА на зносостійкість деталей циліндропоршневої групи ДВЗ.**

У лінійку силових агрегатів Renault Logan другого покоління входять як бензинові, і дизельні мотори. Крім уже знайомих за попереднім поколінням восьми - та 16-клапанних 1,6-літрових бензинових двигунів потужністю відповідно 82 і 102 к. с., а також 1,5-літрового дизеля потужністю 84 к. с. автомобіль отримав новий економічний 1,2-літровий атмосферний бензиновий двигун потужністю 75 к. с.



## D4F

Двигун з позначенням D4F це 1,2 - літровий атмосферний ДВЗ, що з'явився 18 років тому. Він прийшов на зміну двигуну D7F з таким самим робочим об'ємом, який був запущений у виробництво в 1996 році.



Двигун Рено 1.2 фактично має робочий об'єм 1149 см<sup>3</sup>, приблизно 1,1 літра при правильному округленні. При такому невеликому об'ємі двигун розвиває потужність 76 к.с. Такої віддачі вдалося досягти завдяки переходу з 8-клапанної головки блоку циліндрів (ГБЦ), що була на а D7F, на 16-клапанну.



Технічні характеристики двигуна D4F-702

Тип	рядний	Система живлення	інжектор
К-сть циліндрів	4	Потужність	56,4 Квт
К-сть клапанів	16	Крутний момент	115,7 Нм
Точний об'єм	1149 см <sup>3</sup>	Ступінь стиску	9,8
Діаметр циліндра	82 мм	Тип палива	АІ 92
Хід поршня	71 мм	Екологічні норми	ЕВРО 3/4

## Дефекти двигуна D4F

бензиновий 1.2-літровий атмосферний силовий агрегат серії D4F був одним лідером ринку в класі малолітражних моторів, проте деякі заводські недоробки все ж таки не оминули цей вузол. Всі поширені поломки атмосферного 16-ти клапанника умовно зведені в чотири основні проблемні групи:



**Дрібні проблеми.** Відносять часті течі мастила в області ущільнювачів, малий ресурс навісного обладнання та бензонасоса, що не перекачує великі об'єми низькосортного палива

**Примхлива електрика.** Збої відбуваються досить часто і перш за все це стосується якості датчиків (датчик положення розподільчого валу), котушка запалення, яка оснащується вбудованими високовольтними проводами.



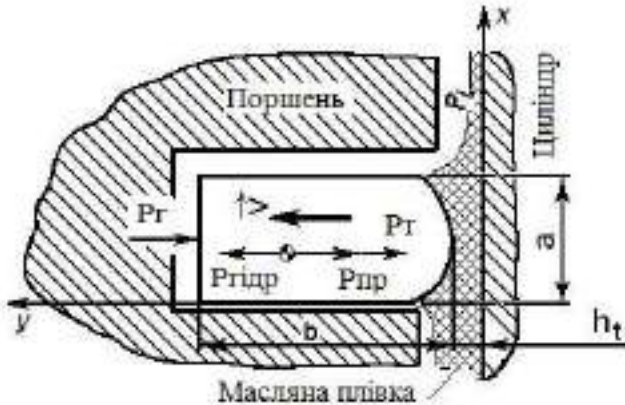
**Шум при роботі на холостій ході.** Виникає внаслідок не своєчасного регулювання зазорів клапанів. Слід зауважити, що регулювання теплових зазорів клапанів у цьому моторі досить трудомістке, тому що в процесі налаштування необхідно знімати впускний колектор.

**Обрив ремня ГРМ.** Термін служби ремінного приводу у силового агрегату за регламентом: 120 тисяч кілометрів (на практиці значно менше). При обриві ремня ГРМ, клапана загинає у 99% випадків, що у результаті призводить до високо вартісного ремонту

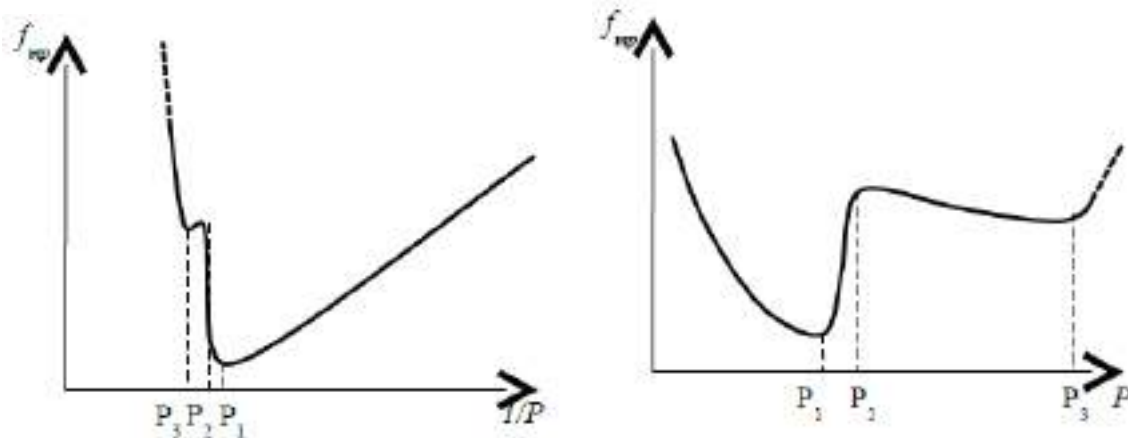


**Запланований ресурс двигуна D4F не менше ніж 300000 км, при своєчасному обслуговуванні**

Не зважаючи на дефекти, основним параметром, що впливає на ресурс двигуна є зношування рухомих елементів систем ЦПГ, ГРМ, КШМ та стан системи мащення і охолодження.



Режими тертя у поєднанні «поршневе кільце - гільза циліндра» надають різнобічний вплив на характеристики та ресурс роботи двигуна. Безпосередньо сила тертя, режим тертя, розподіл товщини масляної плівки на внутрішній поверхні гільзи суттєво впливають на ресурс ЦПГ.



Інформацію про режим тертя можна отримати при побудові залежностей коефіцієнта тертя від швидкості та притискання навантаження і зіставлення цих залежностей з інтенсивністю зношування (Діаграма Герсі)

Значення  $P_1$  характеризує діапазон гідродинамічного режиму тертя, що залежить від вихідної в'язкості мастила. Діапазон  $P_2 \dots P_3$  - режим, зумовлений граничним (адсорбованим) шаром. Значення  $P_3$  відповідає переходу до режиму з безпосереднім контактом поверхонь трибосполучення. Логічно припускати, що для поєднання «поршневе кільце - гільза циліндра», цей режим може бути переважним.

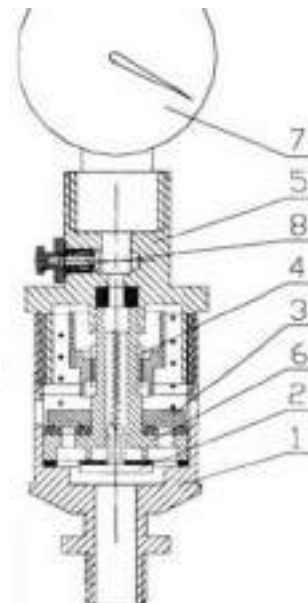
## Діагностика циліндропоршневої групи двигуна

Діагностування до розбирання двигуна. Можуть бути використані методи інструментального (приладового) діагностування. Так, вимірюється тиск в кінці такту стиснення в циліндрах двигуна. Він визначається в абсолютних одиницях за допомогою компресометра, або за допомогою аналізатора герметичності циліндрів (АГЦ) можна достовірно точно оцінити окремо технічний стан всього клапанного механізму, гільзи циліндра, компресійних та маслознімних кілець.



### Компресометр.

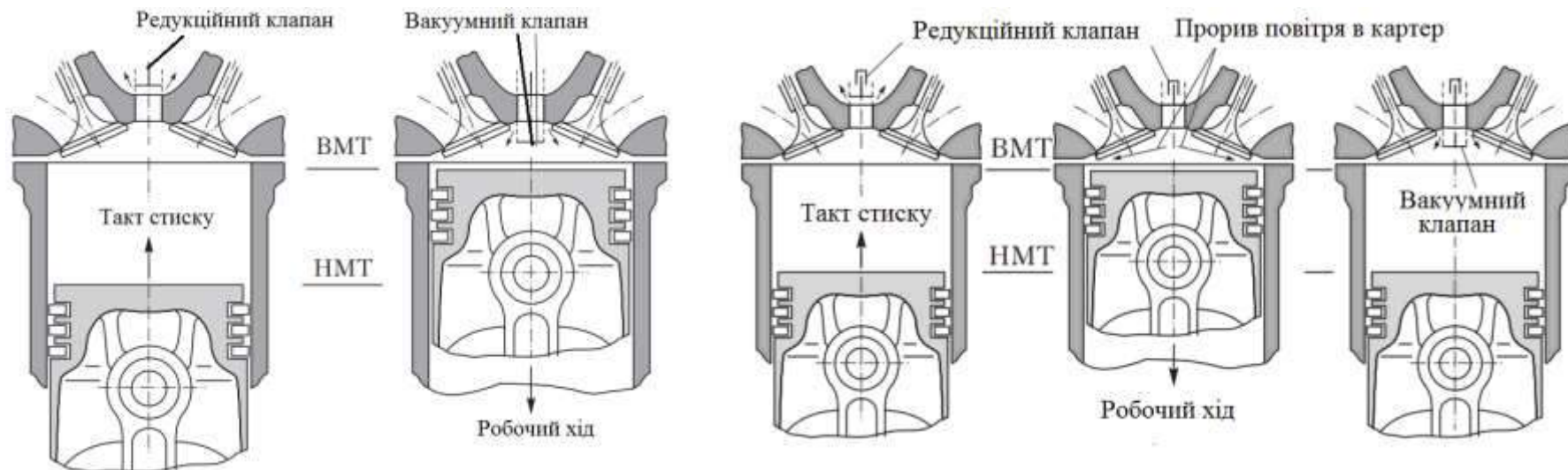
Про звичайний знос циліндропоршневої групи можна судити при невеликому, але рівномірному рівні компресії по циліндрах.



- 1 - нижня частина корпусу
- 2 - вакуумний клапан
- 3 - рухомий елемент
- 4 - стопорна найка
- 5 - кришка корпусу
- 6 - корпус клапана
- 7 - вакуумметр
- 8 - врівноважуючий клапан

### Конструкція аналізатора герметичності циліндрів

Наявність в АГЦ двох оригінальних клапанів дозволяє при "прокручуванні" двигуна стартером виміряти за допомогою вакуумметра два значущі параметри: P1 і P2. Вимірювання значення повного вакууму (P1) проводиться у надпоршневому просторі, під час такту впуску через вакуумний клапан.



**Схема вимірювання повного вакууму (P1)**

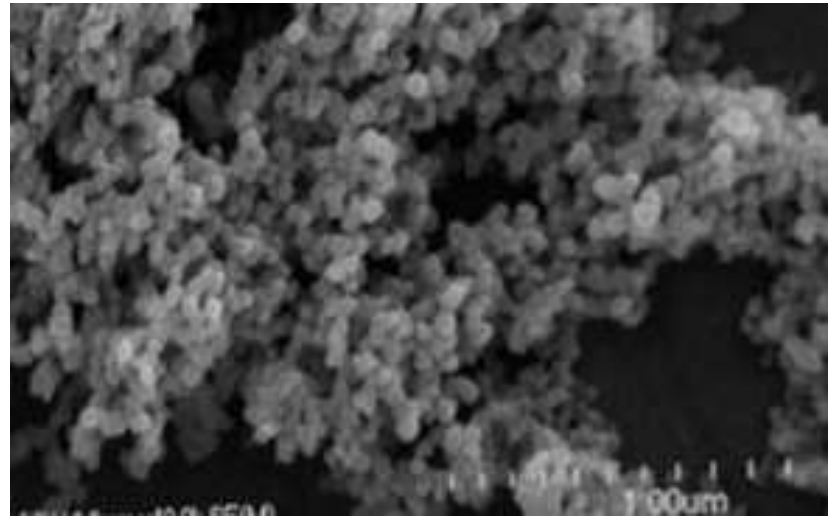
**Схема вимірювання залишкового вакууму (P2)**

Перед вимірюванням під час попереднього такту стиснення через редукційний клапан низького тиску (0,01 бар) відбувається продування циліндра. Отримане значення повного вакууму дозволяє оцінити зношування стінки циліндра (гільзи) і щільність у поєднанні клапана і сідла.

Однак параметр P1 не дає можливості оцінити стан поршневих кілець; наявність масляного "клина" дозволяє зберегти досить високий вакуум у надпоршневому просторі. Ступінь зношеності поршневих кілець оцінюється шляхом виміру другого параметра - залишкового вакууму (P2)

Для зменшення зношування ЦПГ нами розглядається новий перспективний матеріал:  
ультрадисперсні алмази – УДА

Для мастильних матеріалів різного призначення розроблено серію багатофункціональних алмазовмісних та алмазокомпозитних добавок під торговим найменуванням «Формула АВ» (ТОВ НВП «SINTA» Україна) за ТУ У 24.6-31234143-001-2001.



Наноалмази це полідисперсний порошок з розмірами частинок від 2 до 20 Нм. Середній розмір мікрочастин від 4 до 6 нм. Мікрочастини об'єднуються в агрегати, що легко руйнуються, середній розмір яких від 1 до 2 мкм. У суспензії обсяг агрегатів до 0,005 мкм.

Порошок складається з вуглецю 88-92 % (98,5-99,6 % якого міститься в алмазній фазі), водню - до 1%, азоту - 0,52%, кисню - до 10 %, вологи – до 5%, металевих домішок до 1,5%.

Вміст сурми, ртуті та миш'яку не перевищує 0,001%, що відповідає екологічно безпечним нормам роботи з УДА .

Експериментальними дослідженнями, проведеними раніше на виробничому об'єднанні «SINTA», основною сферою якої є нанотехнології, встановлено, що при змащуванні моделі тертя «кільце-гільза» маслами з цими добавками дійсно відбувається різке зниження коефіцієнта тертя

Випробування трибосистеми "гільза циліндра - поршневе кільце" проводилися за схемою, де нерухомий елемент був виготовлений з матеріалу гільзи (НС) і мав велику площу, а рухомий елемент був виготовлений з матеріалу кільця (СЧМ) і мав меншу площу.

Результати випробувань еталонної пари та пари з використанням УДА наведено у таблиці

Трибосистема	Сумарна швидкість зношування $\lambda$ , мкм/год	Коф. тертя
Базова	10,8	0,11
з УДА	8,3	0,09

-Сірий модифікований чавун (СЧМ);  
- Чавун спеціальний (НС).

Сумарна швидкість зношування трибосистеми «гільза циліндра – поршневе кільце» зменшується в 1,3 рази, а коефіцієнт тертя в 1,22 рази.



Потрапляючи на поверхню пар тертя, частинки УДА надають м'який поліруючий вплив на мікроступи робочих поверхонь. УДА утворюють плакуючий шар (шар сухого мастила), що постійно відновлюється і перешкоджає зносу основного матеріалу, що дозволяє значною мірою зменшити їх знос при холодному пуску двигуна до надходження основного мастила

Для підтвердження інформації щодо впливу УДА на ЦПГ двигуна, вважаю необхідним провести розрахунок з метою виявлення ресурсу трибосопрояження «поршневе кільце – гільза циліндра». Як прототип було обрано двигун DF4 автомобіля «RENAULT», технічні характеристики якого розглядались на слайді 4.

Наведемо ще додаткові параметри та властивості матеріалів, необхідні для розрахунку.

Пара тертя: "поршневе кільце - гільза циліндра". Матеріал: сірий модифікований чавун (СМЧ) - спеціальний чавун (СЧ).

Параметр	Позначення	Матеріал		Розмірність
		ЧС	СЧМ	
Коефіцієнт теплопровідності	$\lambda$	21	35	Вт/(мК)
Щільність	$\rho$	7800	7300	кг.м <sup>3</sup>
Питома теплоємність	$C_p$	480	352	Дж/(кг.К)
Модуль пружності	$E$	100000	7000	МПа
Коефіцієнт Пуассона	$\mu$	0,22	0,32	-
Твердість по Бринелю	$HB$	450	200	-
Відношення висоти хвита шорсткості до її кроку	$a_W / L_W$	0,0031	0,0031	-
Емпіричні фрикційні сталі	$\tau_0$	4,49	7,7	МПа
	$\beta$	0,068	0,013	-
Межа міцності	$\sigma_{BP}$	400	750	МПа
Коефіцієнт акумуляції енергії	$\rho_R$	0,00001	0,00001	-
Номінальна площа контакту	$Aa$	$7 \cdot 10^{-3}$		м <sup>2</sup>
Масив номінальних тисків з кроком $\Delta Pa = 0,1$	$Pa$	0,2 ... 0,8		МПа
Швидкість ковзання	$V$	12		м/с
Загальна глибина зношування	$H$	300		мкм

З метою оцінки співвідношення між номінальною та фактичною площею контактування, слід визначити контурний ( $P_c$ ) та фактичний ( $P_r$ ) тиск, залежно від виду контактування:

$$A \leq P_c \leq B$$

$A$  – межа пружного контакту;  
 $B$  – межа пластичного контакту

- $P_c < A$  – пружне контактування;
- $B \geq P_c$  – пластичне контактування;
- $A \leq P_c < B$  – пружно-пластичне контактування.

Розрахунки будемо проводити для деформованого матеріалу. Відносне зближення поверхонь знаходиться за формулою:

$$\varepsilon = \left[ \frac{4,2 P_c (1 - \mu^2)}{\Delta^{0,5} E} \right]^{2/3}$$

## Визначення характеру контактування, контурного тиску та площі

Контурний тиск контакту:  $P_c = 1,87E^{0,5} \left( \frac{a\sigma}{L_W} \right)^{0,5} P_a^{0,5}$  МПа,

Межа пружного контакту:  $A = 5,4 \frac{(1-\mu^2)^4 HB^3}{\Delta^2 E^4}$ ,

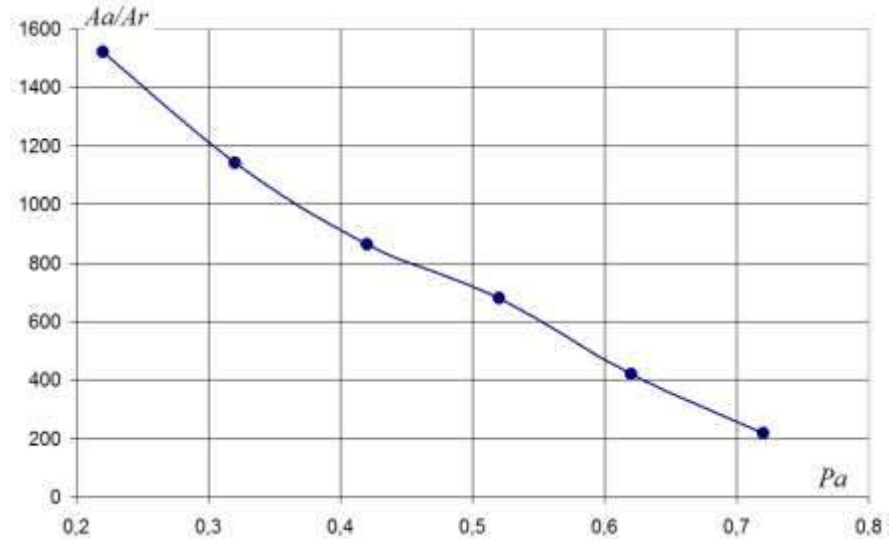
Межа пластичного контакту:  $B = 14,5 \frac{(1-\mu^2)^4 HB^3}{\Delta^2 E^4}$

Фактичний тиск у пружній зоні контакту:  $P_r = 0,28E^{1/3} \left( \frac{R_{\text{max}}}{R} \right)^{2/3} P_c^{1/3}$

Фактичний тиск у пластичній зоні контакту:  $P_r = 10HB$ ,

Фактична площа контакту:  $N = P_r A_r = P_r A_r \rightarrow A_r = \frac{P_r A_a}{P_r}$

Результати всіх розрахунків зводяться до таблиці і рисунку.



№	$P_a$ , МПа	$P_c$ , МПа	$\varepsilon$	Умова пружного контакту	Умова пластичного контакту	$P_r$ , МПа	$\frac{A_a}{A_r}$
1	0,22	4,09	0,049	Умова виконується	Умова виконується	347,25	1520
2	0,32	4,93	0,056			356,64	1140
3	0,42	5,65	0,061			363,12	864
4	0,52	6,28	0,065			368,61	680
5	0,62	6,86	0,069			373,26	420
6	0,72	7,39	0,073			377,23	217

**Залежність співвідношення площ (номінальна/фактична) від номінального тиску**

## Визначення ресурсу спряження

Оцінку коефіцієнта тертя доцільно виконувати з огляду на вид контактування. Для ненасиченого пружного контакту:

$$f = \frac{2,4\tau_0 \cdot \theta^{\frac{4}{5}}}{Pc^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta^{\frac{2}{5}}} + \beta + 0,24a_{ef} \cdot Pc^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta^{\frac{2}{5}} \cdot \theta^{\frac{1}{5}},$$

де  $\tau_0=7,7$  МПа;  $\beta=0,013$  – фрикційні параметри.

Максимальне підвищення температури на плямі контакту для високо навантаженого контакту:

$$\Delta T_{\max} = r \left[ \frac{0,95f \cdot Pa \left( \frac{Aa}{Ar} \right) \left( \frac{V \cdot d}{a} \right)^{\frac{1}{2}}}{\rho \cdot Cp} + \frac{1,5f \left( \frac{v \cdot l}{a} \right)^{\frac{1}{2}}}{\rho \cdot Cp} \right] =$$

$$\text{Ресурс роботи: } t = \frac{h}{I_h \cdot v},$$

де  $h$  - глибина зношеного шару, м;

$I_h$  - лінійна інтенсивність зношування.

$$I_h = \frac{f \cdot Pa}{\left[ \frac{\sigma_{BP}^2 \cdot \sigma^2}{2 \cdot E} \right]} \rho_R^2,$$

де  $\rho_R = 10^{-5}$  - коефіцієнт акумуляції енергії.

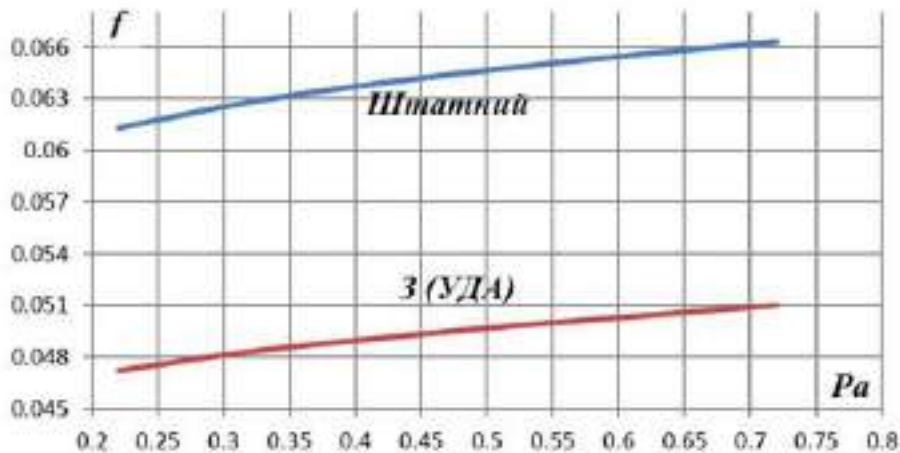
Сумарний знос сполучення:

$$H = h_1 + h_2.$$

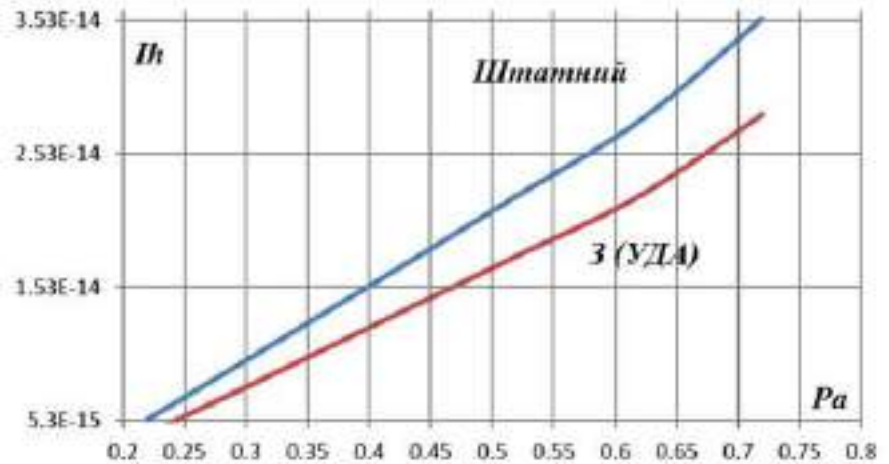
Припускаємо співвідношення глибин зношених шарів рівні співвідношення лінійних інтегральних інтенсивностей зношування.

$$\text{Отже: } \frac{h_1}{h_2} = \frac{Ih_1}{Ih_2}.$$

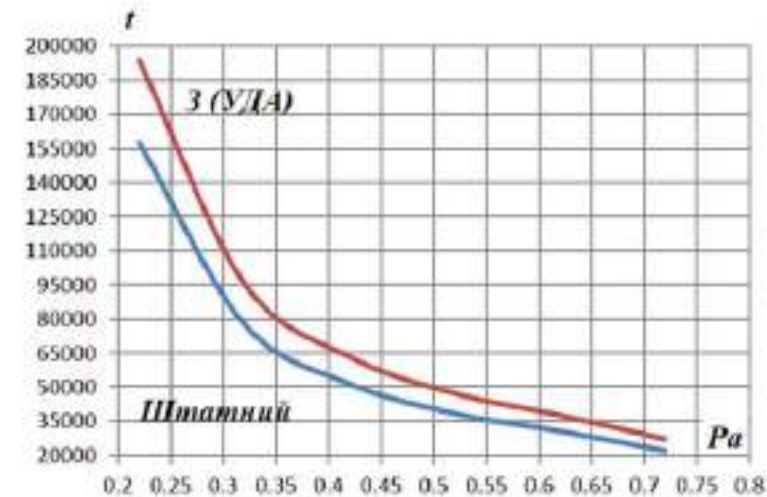
## Результати розрахунку параметрів спряження



Залежність коефіцієнта тертя ( $f$ ) від масиву номінальних тисків ( $P_a$ ) з використанням УДА та без їх застосування.



Залежність лінійної інтенсивності ( $l$ ) зношування від масиву номінальних тисків ( $P_a$ ) з використанням УДА та без їх застосування



Залежність ресурсу спряження ( $t$ ), годни, від масиву номінальних тисків ( $P_a$ ) з використанням УДА та без їх застосування

Коефіцієнт тертя області підвищених контурних тисків, відповідних граничному тертю, знижується на 23...27%. Опорна поверхня збільшується в 1,3 рази., відповідно лінійна інтенсивність зношування знижується на 17...22%. Після зниження коефіцієнта тертя, ресурс сполучення збільшився на 19...21%, ця зміна не могла не позначитися на ресурсі всього двигуна загалом

## ВИСНОВКИ

- 1. Виконаний аналіз умов роботи трибоспряження «поршневе кільце - гільза циліндра» на прикладі ДВЗ DF4 автомобіля «RENAULT». Режими тертя у поєднанні «поршневе кільце - гільза циліндра» надають різнобічний вплив на характеристики та ресурс роботи двигуна. Безпосередньо сила тертя режим тертя, розподіл товщини масляної плівки на внутрішній поверхні гільзи суттєво впливають на ресурс ЦПГ.
- 2. Для оцінки стану ЦПГ двигуна DF4 запропоновано методи діагностики без розбирання двигуна, а саме діагностика двигуна за станом вихлопних газів, вимірювання компресії в циліндрах двигуна та вакуумний метод оцінки стану циліндропоршневої групи приладом АГЦ.
- 3. Теоретичний аналіз застосування ультрадисперсних алмазів шляхом добавки до моторного масла показав, що працездатність пар тертя ковзання може бути підвищена, особливо в області збільшених контурних тисків. УДА, проникаючи в поверхню деталі тертя зміцнюють її передповерхневий шар і захищають деталь від водневого крихтіння.
- 4. Модифікація моторного масла триботехнічним складом підвищує працездатність пари тертя «поршневе кільце – гільза циліндра». Коефіцієнт тертя області підвищених контурних тисків, відповідних граничному тертю, знижується на 23....27%. Опорна поверхня збільшується в 1,3 рази., відповідно лінійна інтенсивність зношування знижується на 17...22%. Після зниження коефіцієнта тертя, ресурс сполучення збільшився на 19...21%, ця зміна не могла не позначитися на ресурсі всього двигуна загалом.

**ДЯКУЮ ЗА УВАГУ!**