

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)
магістра

на тему: ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО
МЕХАНІЗМУ ДВИГУНА PEUGEOT
(INCREASING THE WEAR RESISTANCE OF THE PEUGEOT ENGINE CRANK
MECHANISM)

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-413м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма (спеціалізація)
«Двигуни внутрішнього згорання»
ПАЩЕНКО Сергій Анатолійович
Керівник д.т.н., професор
СЛИНЬКО Георгій Іванович

Рецензент декан машинобудівного
Факультету, к.т.н., доцент
ГЛУШКО Василь Іванович

Запоріжжя
2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет
Кафедра Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри «АТД та ГЕУ»

Олександр АРТЮХ

2024 року


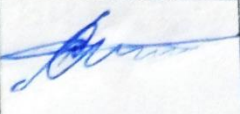
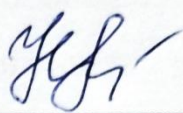
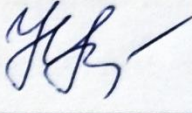
ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ПАЩЕНКО Сергій Анатолійович

1. Тема проекту (роботи) Підвищення зносостійкості кривошипно-шатунного механізму двигуна Peugeot
керівник проекту (роботи) д.т.н., професор СЛИНЬКО Георгій Іванович
затверджені наказом вищого навчального закладу від 5.12.2024 р. №506
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12.12.2024 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 3-циліндровий двигун Peugeot EB2 номінальною потужністю 53 кВт при 5500 хв⁻¹
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) аналіз літератури за темою дослідження; аналіз конструкції двигуна; основні положення методики досліджень; розрахунок термодинамічного циклу двигуна при роботі на номінальному режимі; розрахунок сил та моментів що діють в КШМ; експериментальне визначення сили що діє вздовж колінчастого валу; аналіз отриманих результатів; розробка рекомендацій щодо вдосконалення двигуна.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) В презентації до захисту надано основні відомості про роботу; колінчастий вал; двигун Peugeot EB2; розпірні напівкільця; діаграми $P=f(L)$; діаграми $p=f(V)$; твердомір; стенд для визначення осьової сили на колінчастому валу.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-5	Слинько Г.І., професор кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		
нормо-контроль	Рябошапка Н.Є., ст. викладач кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

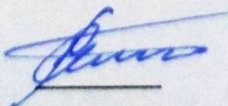
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2024	
2	Аналіз літературних джерел	10.09.2024	
3	Обґрунтування актуальності дослідження	20.09.2024	
4	Аналіз конструкції двигуна Peugeot EB2	30.09.2024	
5	Розробка методики дослідження	10.10.2024	
6	Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі	25.10.2024	
7	розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	15.11.2024	
8	Експериментальне визначення сили що діє вздовж колінчастого валу	18.11.2024	
9	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2024	
10	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2024	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	05.12.2024	
12	Подання роботи до захисту	12.12.2024	

Студент



ПАЩЕНКО С.А.

Керівник проекту (роботи)



СЛИНЬКО Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 84 с., 8 табл., 34 рис., 2 дод., 24 джерела.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ, ПАРА ТЕРТЯ, НАПІВКІЛЬЦЕ, PEUGEOT EB2

В роботі розглянуте актуальне питання: підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2.

Проведено аналіз літературних джерел за тематикою дослідження. Проведений практичний аналіз виходу з ладу вузла на декількох двигунах. Обґрунтовано актуальність та перспективність теми дослідження.

Мета роботи – підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна EB2 марки Peugeot; визначення найоптимальніших заходів для зменшення зносу пари тертя.

Об'єкт дослідження – взаємодія колінчастого валу з напівкільцем в осьовій площині.

Предмет дослідження – підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу 4-тактного 3-циліндрового бензинового двигуна Peugeot моделі EB2. Розроблено рекомендації щодо підвищенні зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2, що сприяють підвищенню загального ресурсу двигуна.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ	7
Вступ	9
1 Обґрунтування актуальності дослідження	9
1.1 Особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ різних типів	17
1.2 Конструкційні матеріали елементів колінчастого валу ДВЗ	
1.3 Показники надійності та зносостійкості елементів колінчастого валу	18
1.4 Висновки за розділом	19
2 Аналіз конструкції двигуна та методів досліджень	20
2.1 Опис конструкції та технічна характеристика двигуна Peugeot EB2	20
2.2 Особливості конструкції та експлуатації елементів колінчастого валу двигуна Peugeot EB2	22
2.3 Методика вимірювання твердості напівкільця	28
2.4 Методика визначення осьового навантаження на знос розпірного напівкільця та другої корінної шийки колінчастого валу	30
2.5 Висновки за розділом	35
3 Розрахунок термодинамічного циклу двигуна peugeot eb2 при роботі на номінальному режимі	37
3.1 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	37
3.2 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку	42
3.3 Висновки за розділом	48
4 Розрахунок сил та обертальних моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна Peugeot EB2	49
4.1 Розрахунок сил, що діють на поршень та шатун	49
4.2 Розрахунок сил, що діють на кривошип	52
4.3 Розрахунок обертальних моментів	54

4.4 Висновки за розділом	58
5 Визначення осьових навантажень на колінчастий вал двигуна Peugeot EB2 та параметрів елементів деталей групи колінчастого валу, які їх сприймають	59
5.1 Визначення сил, що діють на колінчастий вал вздовж його осі	59
5.2 Апроксимація експериментальних даних	62
5.3 Вимірювання твердості напівкільця	70
5.4 Розрахунок питомого навантаження в парі тертя	71
5.5 Рекомендації щодо підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2	73
5.6 Висновки за розділом	74
Висновки	76
Перелік джерел посилання	78
Додаток А	81
Додаток Б	83

ВСТУП

Із аналізу практичних джерел встановлено, що на двигунах, які працюють у парі з роботизованою коробкою перемикачів передач, спостерігається інтенсивний знос пари тертя «напівкільце – щока другої корінної шийки колінчастого валу». Це викликає прискорений вихід з ладу двигуна. Тому в роботі розглянуте актуальне питання підвищення зносостійкості цієї пари тертя.

Мета та завдання дослідження

Метою даної роботи є визначення причин інтенсивного зносу пари тертя напівкільце та щока другої корінної шийки колінчастого валу.

Для досягнення мети в роботі вирішено ряд завдань:

- аналіз наукової та технічної літератури за темою дослідження;
- аналіз конструкції 3-циліндрового бензинового двигуна EB2 марки Peugeot;
- вибір та обґрунтування методик дослідження;
- проведення натурних експериментів та замірів;
- обробка та аналіз отриманих результатів.

Об'єкт дослідження – взаємодія колінчастого валу з напівкільцем в осьовій площині.

Предмет дослідження – Підвищення зносостійкості пари «розпирне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу 4-тактного 3-циліндрового бензинового двигуна Peugeot моделі EB2.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

- методика дослідження впливу конструкційних, технологічних та експлуатаційних параметрів пари «розпирне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2 на її зносостійкість;
- кубічне рівняння що описує залежність натискання на корзину зчеплення та ходом площини контакту корзини з диском зчеплення.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

– розроблена методика дослідження впливу конструкційних, технологічних та експлуатаційних параметрів пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2 на її зносостійкість може бути використана для дослідження навантажень, що діють в КШМ інших двигунів;

– отримане рівняння кубічної регресії може бути використано при проектуванні нових енергетичних установок, оснащених роботизованою коробкою перемикачів передач;

– результати дослідження щодо визначення осьового навантаження, що діє на колінчастий вал чотирьохтактного ДВЗ; величини деформації пружин корзини зчеплення; значення твердості розпірного напівкільця колінчастого валу впроваджено в курс дисципліни «Основи конструювання двигунів внутрішнього згорання» підготовки магістрів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (акт впровадження – додаток Б);

– розроблені рекомендації щодо підвищенні зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2, що сприяють підвищенню загального ресурсу двигуна.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Питання підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна EB2 марки Peugeot є одним із найважливіших факторів, які впливають на загальний ресурс двигуна. Вихід із ладу цієї пари тертя тягне за собою вихід з ладу повністю всього двигуна з подальшим капітальним ремонтом двигуна або повною заміною двигуна. Варто зазначити що двигун EB2 встановлюється на автомобілі інших марок таких як Citroen, Opel та DS. Розглянуто в розділі особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ різних типів; сили, що діють на елементи колінчастого валу та призводять до його зношування; показники надійності та зносостійкості елементів колінчастого валу.

1.1 Особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ

Колінчастий вал (рисунок 1.1) – це одна з найбільш відповідальних та навантажених деталей двигуна, трудомісткість виготовлення якого складає 15...20 % від загальної трудомісткості. Міцність колінчастого валу визначає його придатність до ремонту, а також навантаження на блок циліндрів, зноси підшипників тощо.

До конструкції колінчастого валу, ставлять наступні вимоги:

- рівномірність чергування спалахів для сприятливого протікання кривої крутного моменту;
- відсутність чергування спалахів у двох поруч розташованих циліндрах для ліквідації перевантаження окремих опор у блоці;
- забезпечення повного власного динамічного зрівноваження для виключення передавання зусиль на блок;



Рисунок 1.1 – Колінчастий вал двигуна EB2

- відсутність небезпечних резонансних згинальних та скручувальних коливань для розвантаження блока;
- сполучення якостей за міцністю, жорсткістю, зносостійкістю шийок;
- максимальне використання енергії відпрацьованих газів та найкраще наповнення циліндрів повітрям;

– можливість виготовлення валу методом штампування або відливання, малі деформації при термообробці.

При роботі колінчастий вал навантажується перемінними силами і моментами, він піддається дії крутильних, згинаючих і повздовжніх коливань, які за несприятливих умов (резонансні і близькі до них режими роботи) можуть суттєво збільшувати навантаження на валу від основних газових та інерційних сил. Шийки вала під дією тертя зношуються. Всі елементи колінчатого валу повинні мати високу міцність, для бензинових двигунів 7...20 МПа, для дизельних двигунів 20...42 МПа, жорсткість і зносостійкість [1].

Основним елементом колінчатого валу є кривошип, яке складається з корінних шийок, шатунних шийок, щік та муфт відбору потужності. Останні можуть бути виконані як єдине ціле з противагами.

Існує два види колінчастих валів, що відрізняються за типом опори:

- повноопорні;
- неповноопорні.

У повноопорних валах корінних шийок більше, ніж шатунних, при цьому корінні шийки розташовані з обох боків шатунних шийок, чергуючись із ними (всього корінних шийок на одну більше, ніж шатунних);

У неповноопорних колінчастих валах корінних шийок менше, ніж шатунних, або стільки ж, при цьому з обох боків щіки може бути дві зміщені на певний кут шатунних шийки.

Загалом, число і взаємне розташування колін залежить від числа циліндрів, їх розташування і тактності двигуна. При цьому важливим є рівномірність спалахувань в циліндрах двигуна, а також врівноваженість сил і моментів інерції.

Колінчасті вали виготовляють куванням та штампуванням із сталі, а також литтям зі спеціального високоміцного чавуну. При отриманні литих валів суттєво скорочуються витрати на механічну обробку при забезпеченні раціональних геометричних форм валу, але литі вали поступаються міцністю штампованим.

Для валів форсованих двигунів застосовують леговані сталі електрошлакового переплаву 18Х2Н4ВА-Ш, 18Х2Н4МА-Ш, 40ХН-Ш [1].

Колінчасті вали термічно обробляються на різних стадіях: нормалізація в заготовці, стабілізація після знімання і основного матеріалу, закалювання. Вали високофорсованих двигунів після остаточної обробки азотують, що є ефективним засобом підвищення міцності від втоми та зносостійкості шийок колінчастого вала.

Корінні й шатунні шийки чавунних колінчастих валів загартовуються токами високої частоти. У цьому випадку забезпечується висока поверхнева твердість шийок, але створюється перехідна зона між загартованим і відпущеним металами, що знижує міцність від втоми вала.

Корінні та шатунні шийки виготовляються з високою точністю: допуск на діаметр не перевищує 0,03 мм, похибка геометрії 0,02 мм, чистота поверхні не нижче $0.16\sqrt{\quad}$. Крім того, суворі вимоги ставляться до прямолінійності опор, биття шийок, яке на довжині валу не повинно перевищувати 0,03 мм.

Корінні та шатунні шийки виконуються порожніми для зниження маси коліна, організації очищення масла й зниження напруг у місцях переходу шийки у щоку. Діаметр свердлення звичайно складає $(0,40 \dots 0,70) \times d_{ш}$.

У шатунних шийках вісь свердлення зміщується відносно вісі шийки. Ексцентриситет e (рисунок 1.2) сприяє зменшенню напруг згинання і підвищенню міцності від втоми.

На величину міцності від втоми валу суттєво впливає чистота поверхні свердлень, яка повинна бути не нижче $0.25\sqrt{\quad}$ [2].

Щоки колінчастих валів мають різноманітні форми: прямокутні, круглі, овальні. У швидкохідних двигунах найбільше розповсюдження отримали дві останні. Овальна форма щік найбільш раціональна з точки зору міцності, розподілу мас металу, а її технологічність нижче, ніж у круглої щоки.

Форма щоки повинна забезпечувати такий розподіл мас, аби максимально розвантажити корінні шийки стосовно діяння сил інерції кривошипа. З цієї

метою (рисунок 1.3) на щоках роблять скоси у зонах шатунної та корінної шийок.

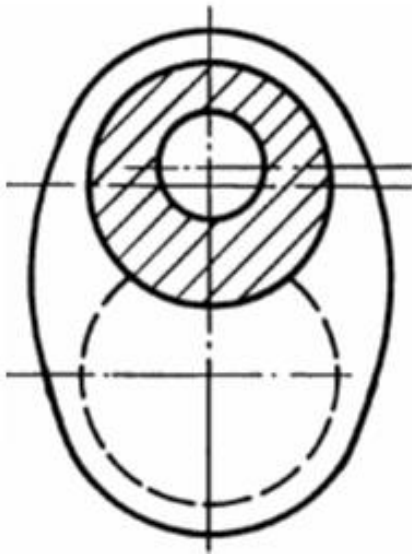


Рисунок 1.2 – Схема шатунної шийки

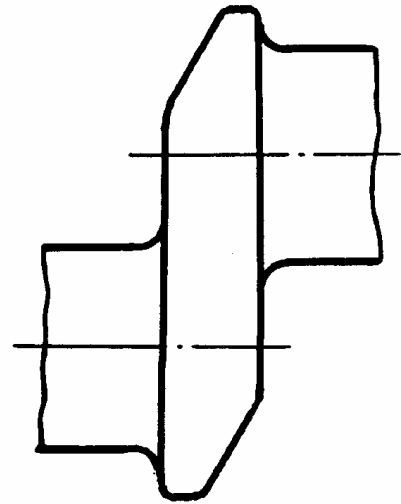


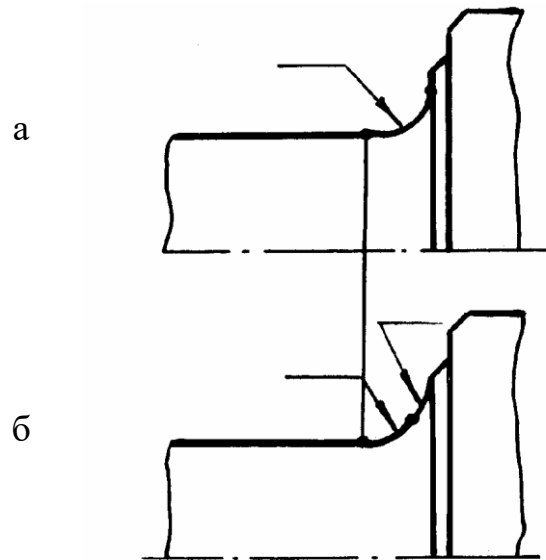
Рисунок 1.3 – Форма щоки

У швидкохідних двигунах щоки виконуються разом із противагами, які служать для розвантаження корінних опор та урівноваження сил і моментів сил інерції частин, що обертаються. Вибір оптимального розподілення мас щоки з противагами виконують на етапі динамічного розрахунку.

Корінні та шатунні шийки пов'язані із щоками плавними переходами, що звуться галтелями. У конструкціях колінчастих валів сучасних швидкохідних транспортних двигунів радіус галтелі $r = (0,08 \dots 0,10) \times d_{ш}$ [1].

Звичайно руйнування колінчастих валів починається від місця сполучення шийки із щокою, тобто по галтелі. Тому збільшення радіуса галтелі сприяє підвищенню міцності від втоми валу, але зменшує довжину робочої поверхні під вкладиш. Компромісне конструктивне рішення даної проблеми досягається виконанням еліптичної галтелі (рисунок 1.4), що дозволяє суттєво збільшити радіус переходу при зберіганні робочої поверхні під вкладиш.

Вказану форму галтелі одержують у процесі шліфування за рахунок заточки шліфувального круга. У подальшому вона полірується з отриманням чистоти обробки не нижче $0.32\sqrt{}$ [2].



а – кругла; б – еліптична

Рисунок 1.4 – Види галтелей

Враховуючи, що колінчастий валі блок циліндрів виготовляють з різних матеріалів, у процесі прогріву двигуна вони повинні мати можливість відносного взаємного переміщення. З цією метою вал фіксують відносно блока по крайньому (або середньому) підшипнику, а інші шийки мають свободу для переміщення. Підшипник, по якому здійснюється центрування валу відносно блока, називається розпірним. Звичайно, величина осьового зазору в розпірному підшипнику складає 0,12...0,20 мм. Для виключення натирань на торцях розпірних підшипників необхідно передбачувати збіг напрямку обертання валу при обробці й при роботі.

Крім вирішення питань міцності конструкція колінчастого валу має забезпечувати найбільш сприятливі умови змащення корінних та шатунних підшипників.

Змащення корінних підшипників здійснюється за двома схемами: з осьовим або індивідуальним підведенням масла [2].

При осьовому підведенні масло подається у крайню опору валу з однієї або з двох сторін. У такому разі масло циркулює по валу, послідовно поступаючи у корінні і шатунні шийки. Для заповнення валу потрібний визначений термін. Наявність масла в опорах контролюється манометром на опорі, що протилежна місцю підведення масла. Дана схема має мінімальні габарити, але для компенсації втрат тиску масла по довжині валу потрібно збільшувати тиск у масляній системі.

При індивідуальному підведенні масло подається до кожної корінної опори від загального колектора, що гарантує ідентичність умов змащення всіх корінних підшипників. У даному конструктивному виконанні необхідна організація маслопідвідних каналів у корінних підшипниках, самому валі, що ускладнює конструкцію. З такої причини на швидкохідних транспортних двигунах перевагу віддають першій схемі.

Умови роботи корінних і шатунних підшипників визначаються підведенням змащення. Місце його залежить від характеру діючих сил у парі вал – підшипник: свердлення для підведення масла повинно здійснюватись у зоні мінімальних навантажень. На (рисунок 1.5) показано типову діаграму зносу шатунної шийки і місце маслопідведення у зоні, де тиск у шарі масла є найменшим [1].

Дана умова розташування маслопідведення цілком прийнятна і для корінних шийок. Але для шатунних шийок потрібно виконання ще двох умов: забезпечення мінімального впливу на зниження міцності від утоми й запирання стовпа масла у шатуні під дією сил інерції. Остання умова повинна враховувати розташування масляних каналів у вкладишах. При відсутності можливості зміщення свердлення у більш сприятливу зону при подачі масла до верхньої головки шатуна встановлюють запірні, зворотні клапани на вході у канал шатуна.

Масло, що надходить у колінчастий вал, попередньо проходить очищення у фільтрах, а перед подачею до корінних і шатунних підшипників – у порожнистих шийках валу. За рахунок дії сил інерції частки коксу та бруду

відкладаються на стінках, протилежних осі обертання (рисунок 1.6), а відбирання масла роблять у зоні, вільній від відкладень за допомогою жиклерів, що виходять у внутрішню порожнину. Така схема подавання масла дозволяє регулювати маслоподачу по довжині валу шляхом встановлення жиклерів перемінного діаметра.

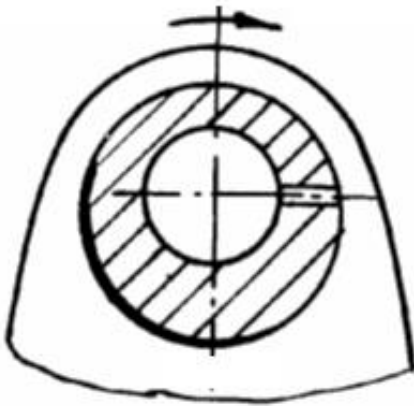


Рисунок 1.5 – Діаграма зносу шатунної шийки

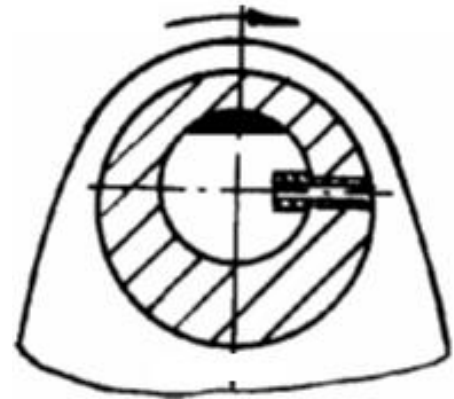


Рисунок 1.6 – Додаткове очищення масла у шатунній шийці

Відбір потужності від колінчастого валу для основних споживачів та приводу допоміжних агрегатів здійснюється за допомогою шестірень, ресор, муфт.

Відбір потужності для приводу основних споживачів потребує установки муфт відбору потужності без зазорів у зчленуванні, що досягається їх штифтуванням або встановленням на лисках (рисунок 1.7). Аналогічно встановлюються шестірні привода до розподільчого валу.

Кінці колінчастого валу мають ущільнення кільцевого або манжетного типів.

Остаточні оброблені колінчасті вали підлягають статичному або динамічному балансуванню. Величина дисбалансу для двигунів не повинна перевищувати 50 г·см [2].

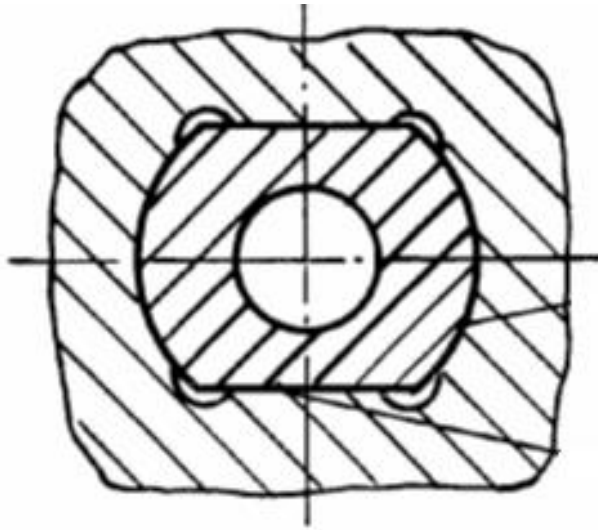


Рисунок 1.7 – Установка шестерні на лисках

1.2 Сили, що діють на елементи колінчастого валу та призводять до його зношування

На колінчастий вал діють багато різних сили. На шатунну шийку діють:

- сила S , що виникає в результаті тиску газів і передається через шатун на шийку;

- відцентрова сила інерції від маси шатуна і поршня, віднесена до частин, що обертаються.

В результаті дії цих сил шатунна шийка колінчастого валу навантажується і більше зношується в вертикальній площині (для рядного).

На корінну шийку діють:

- сила K , що діє по кривошипну;

- реакція опори.

1.3 Показники надійності та зносостійкості елементів колінчастого валу

Колінчасті вали можна охарактеризувати показниками міцності які оцінюють зносостійкість, поверхневу міцність, міцність на кручення, розтягування, стиснення. Зокрема з літературних джерел [1] для подальшого порівняльного аналізу досліджуваного колінчастого валу приймаємо ряд показників.

Величина середнього питомого тиску на корінні та шатунні шийки досягає:

- для бензинових двигунів 4...12 МПа;
- для дизелів 6...16 МПа.

Значення максимальних питомих тисків на шийки змінюються в межах:

- для рядних бензинових двигунів 7...20 МПа;
- для V-образних бензинових двигунів 18...28 МПа;
- для дизелів 20...42 МПа.

Запас міцності корінних шийок колінчастого валу повинні мати наступні значення:

- для бензинових двигунів 3...5;
- для дизелів без наддуву 4...5;
- для дизелів з наддувом 2...4;
- для високофорсованих двигунів 2,0...2,5.

Запас міцності шатунних шийок повинен бути в межах 2,0...3,0 для автомобільних двигунів та 3,0...3,5 для тракторних двигунів.

Запас міцності щік колінчастого валу повинен бути в межах не менше 2,0...3,0 для автомобільних двигунів та 3,0...3,5 для тракторних двигунів.

1.4 Висновки за розділом

Розглянуто в розділі особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ різних типів:

– граничні сили, що діють на елементи колінчастого валу перебувають в межах 4...16 МПа та призводять до його зношування;

– показники надійності та зносостійкості елементів колінчастого валу, запас міцності колінчастого валу повинен бути в межах 2,0...3,5;

– матеріали що використовуються для виготовлення колінчастого валу.

Таким чином осьові навантаження відіграють велику роль у надійності пари тертя «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу. Тому ця робота присвячена питанню підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Оскільки дана робота присвячена питанню підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна EB2, в розділі проведено аналіз конструкції 3-циліндрового бензинового двигуна EB2 та конструкції пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу.

2.1 Особливості конструкції та технічна характеристика двигуна Peugeot EB2

В якості об'єкта дослідження приймаємо двигун EB2 автомобіля Peugeot 301 виробництва концерну PSA. Двигун рядний, аналіз конструкції двигуна дозволяє запропонувати внести зміни до проекту двигуна та підвищити зносостійкість пари тертя «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки колінчастого валу» двигуна Peugeot EB2. Відомо декілька модифікацій цього двигуна. Для подальших досліджень вибираємо найпростішу модифікацію.

Двигун чотиритактний, 3-циліндровий, інжекторний, верхньоклапанний. Має два розподільчих вала та дванадцять клапанів. Має наступні технічні характеристики:

– робочий об'єм, см ³	1199;
– ступінь стиснення ϵ	11;
– діаметр циліндра D, мм	75;
– хід поршня S, мм	90,5;
– номінальна потужність, кВт (к.с.)	53 (73);
– максимальний обертальний момент, Нм	115;
– число обертів колінчастого валу n, хв ⁻¹ :	

- | | |
|---|-----------------------------|
| а) при номінальній потужності, не більше | 5500; |
| б) при максимальному обертальному моменті,
не більше | 3000; |
| – система запалювання двигуна | батарейна, 12В; |
| – паливо, бензин | А 95; |
| – охолодження | рідинне; |
| – очищення повітря | сухий повітряний
фільтр; |
| – суха маса, кг | 74,7; |
| – екологічний клас | Євро-5, Євро-6. |

На рисунку 2.1 показано зовнішній вигляд двигуна.



а



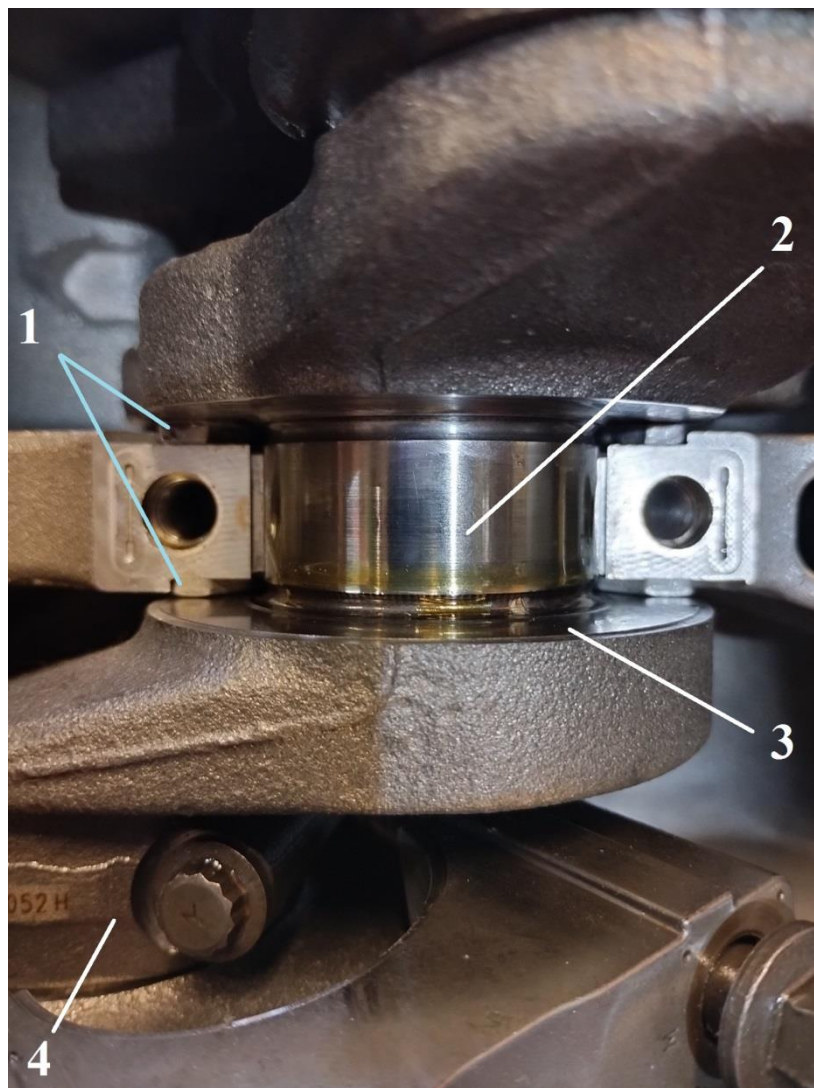
б

а – вигляд зі сторони впускного колектора; б – вигляд зі сторони випусного колектора

Рисунок 2.1 Бензиновий двигун Peugeot EB2 в дослідницькому стані

2.2 Особливості конструкції та експлуатації елементів колінчастого валу двигуна Peugeot EB2

Для подальшого дослідження необхідно більш детально розглянути особливості конструкції другої шийки колінчастого валу, щоки другої шийки, розпідного напівкільця та другої кришки корінної шийки колінчастого валу (рисунок 2.2).



1 – розпідне напівкільце; 2 – друга корінна шийка колінчастого валу; 3 – щока;
4 – шатун

Рисунок 2.2 – Пара тертя «розпідне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2

Кривошипно-шатунний механізм складається з колінчастого валу, шатунів та поршнів.

Чотирьохпорний колінчастий вал (рисунок 2.3) являє собою відливку з високоміцного чавуну, має два коліна, розташованих в одній площині під кутом, і складається з передньої цапфи, шестерні приводу балансирного валу, заднього фланцю і трьох шатунних шийок. Колінчастий вал встановлений в картері двигуна на чотирьох підшипниках ковзання. Номінальний діаметр корінних шийок $42_{-0,019}^{0,001}$ мм, шатунних $42_{-0,016}^{-0,001}$ мм.



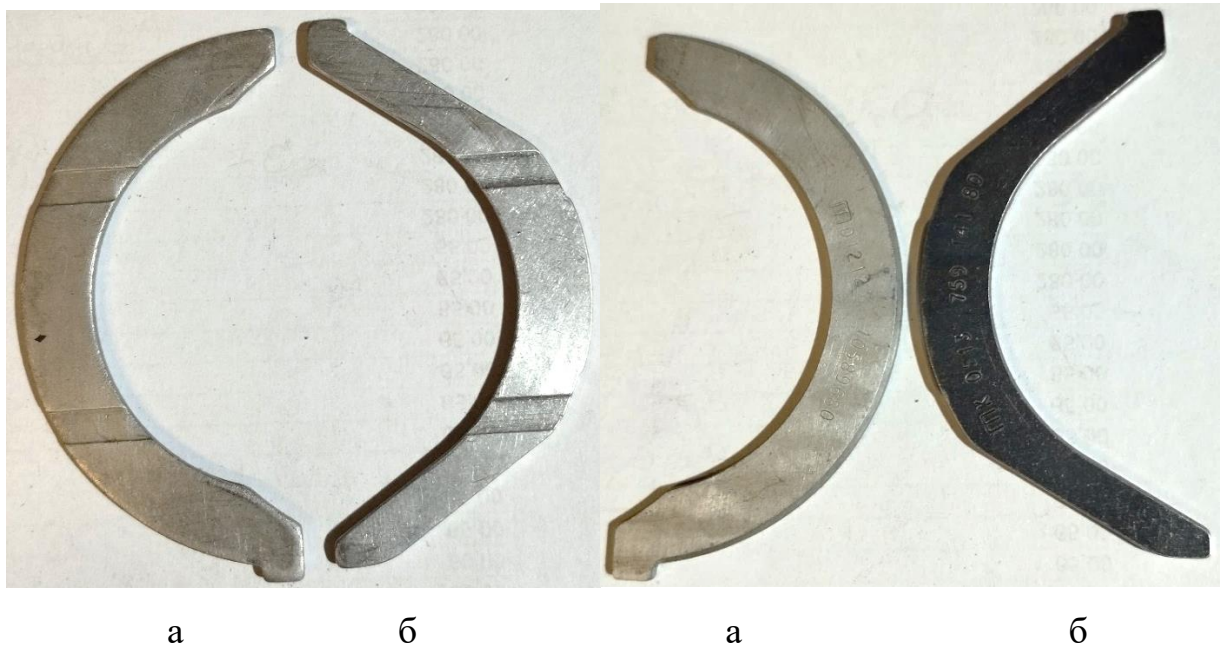
Рисунок 2.3 – Колінчастий вал двигуна Peugeot EB2

Щоки колінчастого валу, прилягаючі до корінних шийок, врівноважені. Щоб двигун працював без вібрацій, колінчастий вал в зборі з маховиком відбалансовані. Також двигун в своїй конструкції має балансувальний вал колінчастого валу. Маховик виготовлений зі сталі.

Розпірні напівкільця, які фіксують колінчастий вал від осьового переміщення, показані на рисунку 2.4. Існують два виду напівкільця для двигуна Peugeot EB2. Напівкільце ранньої версії (рисунок 2.4,б). Напівкільце пізньої версії має більшу площу контакту у порівнянні з напівкільцем ранньої версії (рисунок 2.4,а).

Зміною геометрії та конструкційних матеріалів виробник досяг підвищення ресурсу з 15...20 тис. км. (рання версія напівкільця) до 50 тис. км. (пізня версія напівкільця). Данні цифри отримані автором роботи в процесі ремонту таких двигунів з різним мотопробігом.

Напівкільце біметалеве: внутрішня сторона зі сталі, зовнішня (робоча) – виготовлена з алюмінієвого сплаву. Напівкільце має спеціальний виступ для запобігання прокручуванню. Товщина нового напівкільця 2,3мм.



Лицьова (робоча) сторона

Тильна сторона

а – пізня версія; б – рання версія

Рисунок 2.4 – Напівкільця двигуна Peugeot EB2 різної форми

Кришка (рисунок 2.5) другої корінної опори виготовлена з сталі. Має з обох бокових сторін виступи, котрі запобігають прокручуванню напівкільця.



Рисунок 2.5 – Кришка другої корінної опори Peugeot EB2

З огляду на конструкцію колінчатого валу двигуна Peugeot (рисунок 2.3), визначаємо, що колінчастий вал – повноопорний, з трьома кривошипками та двома противагами.

Зношені напівкільця (рисунок 2.6) замінюються на нові.



Рисунок 2.6 – Зношені напівкільця ранньої версії двигуна Peugeot EB2

Для збільшення тривалості служби колінчастого валу зі значним пробігом нове напівкільце зі сторони прилягання до блоку двигуна наплавлене бабітом (рисунок 2.7). Таким чином компенсується збільшення зазору в парі тертя деталей (розпірне напівкільце – друга шийка колінчастого валу) внаслідок інтенсивного зношування в процесі експлуатації.



Рисунок 2.7 – Напівкільця двигуна Peugeot EB2 пізньої версії стандартне (зліва)
та наплавлене бабітом (справа)

2.3 Методика вимірювання твердості напівкільця

Суть методу визначення твердості за Роквеллом полягає у вдавлюванні в поверхню зразка алмазного конусного або сталевого сферичного наконечника під дією послідовно прикладених зусиль попереднього і основного і у визначенні глибини проникнення наконечника після зняття основного зусилля (ДСТУ EN 6508-1:2013) [3].

Для дослідження використовувався конічний алмазний індентор – відповідно до ISO 6508-2, з кутом 120° та радіусом закруглення 0,2 мм [4].

Дослід виконувався на твердомірі (рисунок 2.8) фірми Wilson (США).

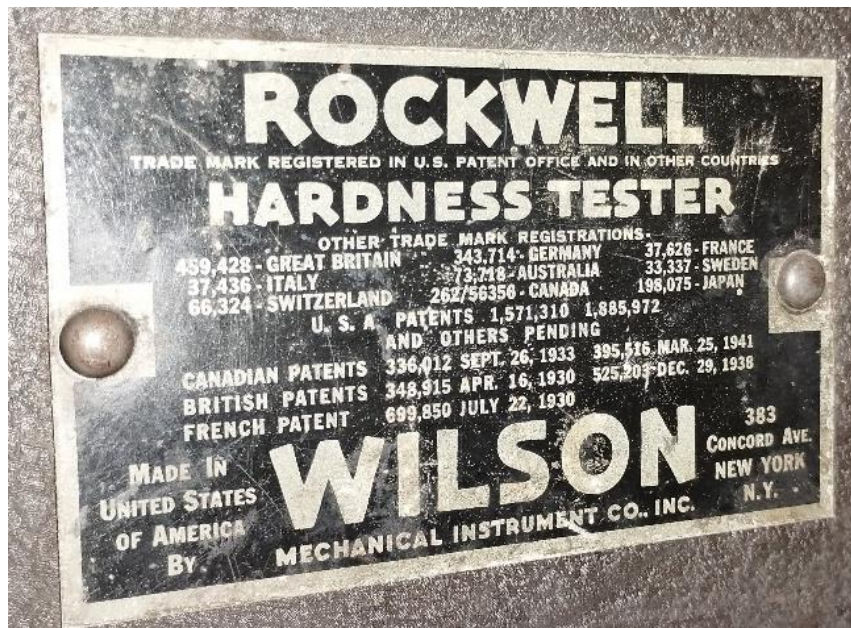


Рисунок 2.8 – Твердомір фірми Willson

Значення твердості на півкільце визначались за шкалою приладу HRC (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Покази приладу вимірювання твердості

2.4 Методика визначення осьового навантаження на знос розпiрного напiвкiльця та другої корiнної шийки колiнчастого валу

Постiйно дiючі сили на деталі пари тертя при натисканнi на механiзм зчеплення призводять до зменшення змащення цих деталей. Через це розпiрне напiвкiльце починає руйнуватися. Руйнацiя призводить до пошкодження упорної частини щоки другої шийки. Далі наведення положення методики з визначення осьової сили – сили, що дiє вздовж осi колiнчастого валу.

Для дослідів з визначення осової сили використовували:

- гідравлічний прес саморобний (рисунок 2.10), з навантаженням на платформу до 20 т;
- ваги побутові фірми Delfa, з максимальним вимірювальним навантаженням до 150 кг;
- штангенциркуль електронний фірми Horex (рисунок 2.11), з ціною шкали вимірювання 0,01 мм;
- корзина зчеплення.



Рисунок 2.10 – Гідравлічний прес



Рисунок 2.11 – Штангенциркуль електронний фірми Holey

Випробування проводим за наступною методикою:

- встановлюємо ваги на стіл преса;
- на ваги кладемо корзину зчеплення;
- підводимо упор преса до пружин корзини зчеплення але не натискаємо на них (рисунок 2.12);
- робимо заміри штангенциркулем відстані від краю пружин корзини зчеплення до привалочної площини корзини та від площини контакту диска зчеплення до привалочної площини корзини (рисунок 2.13). Отримані дані заносимо у таблицю;
- натискаємо гідравлічним пресом на пружини корзини зчеплення імітуючи роботу зчеплення на автомобілі. Дивлячись на показники навантаження на вагах, зупиняємо натиск на позначці 5 кг (рисунок 2.14);
- робимо заміри штангенциркулем відстані від краю пружин корзини зчеплення до привалочної площини корзини та від площини контакту диска зчеплення до привалочної площини корзини. Отримані дані заносимо у таблицю;

– повторюємо пункти 5, 6, збільшуючи навантаження кожного разу на 5 кг. Кінцеве значення навантаження визначається максимальним прогином пружин корзини зчеплення.



Рисунок 2.12 – Підвід упору преса до пружин корзини зчеплення



Рисунок 2.13 – Вимірювання відстані від краю пружин корзини зчеплення до привалочної площини корзини



Рисунок 2.14 – Навантаження на пружини корзини зчеплення

Результати вимірювань приведені в розділі 5.1.

2.5 Висновки за розділом

Досліджено особливості конструкції, визначена технічна характеристика двигуна Peugeot EB2 автомобіля Peugeot 301 номінальною потужністю 53 кВт при 5500 хв^{-1} . Розглянуто особливості кріплення чотирьохопорного колінчастого валу Peugeot EB2, зокрема розпірного напівкільця, яке сприймає осьові навантаження, що діють на колінчастий вал, головним чином створювані

механізмом зчеплення з підвищеним навантаженням, що зумовлено використанням двигуна в парі з роботизованою коробкою перемикачів передач.

Розроблена методика, яка дозволяє дослідити осьове навантаження, що діє з силою до 200 кгс на розпірне напівкільце та відповідну йому площину в зоні другої корінної шийки колінчастого валу двигуна. Наведено основні положення методики щодо визначення твердості двох зношених зразків розпірного напівкільця за Роквелом – 5...10 HRC та 42...44 HRC.

3 РОЗРАХУНОК ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА PEUGEOT EB2 ПРИ РОБОТІ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

За методикою та згідно рекомендацій [5] виконуємо розрахунок термодинамічного циклу в циліндрі двигуна Peugeot EB2. Для цього використовуємо комп'ютерну програму Engine Calculation. Розраховані індикаторні та ефективні показники двигуна на номінальному режимі.

Вихідні дані для теплового розрахунку двигуна обираємо з розділу 2.1, а також рекомендацій [5]:

- тактність – чотиритактний;
- потужність $N_e = 53$ кВт;
- частота обертання валу $n = 5500$ хв⁻¹;
- тиск повітря $p_k = p_o = 101000$ Па;
- температура повітря $T_o = 295$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 11$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 1,21$;
- паливо – бензин.

3.1 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

Теплота згорання палива (бензину) $H_{uT} = 44$ МДж/кг.

Показник процесу згорання вибираємо на основі рекомендацій за емпіричними даними, для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2...4,0$ [5]. Приймаємо $m_1 = 3,3$.

Кількість циліндрів $i = 3$.

Розташування циліндрів – рядне.

Діаметр циліндра $D = 0,075$ м.

Хід поршня $S = 0,0905$ м.

Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, і визначається за формулою

$$F_{\Pi} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} \cdot 0,075^2 = 0,00442 \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,0905}{2} = 0,04525 \text{ м}. \quad (3.2)$$

Приймаємо відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = r_k/L_{\text{ш}} = 0,3$. Тоді довжина шатуна

$$L_{\text{ш}} = r_k / \lambda_k = 0,04525 / 0,3 = 0,151 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Площа теплообміну поршня F_{Π}' залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{\Pi}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\Pi}$ [5]. Тоді

$$F_{\Pi}' = 1,1 \cdot F_{\Pi} = 1,1 \cdot 0,00442 = 0,00486 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\Pi}$ [5]. Тоді

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\Pi} = 1,2 \cdot 0,00442 = 0,00530 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за формулою

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.6)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,075^2 \cdot 0,04525 \cdot \frac{1}{11-1} = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, $p_k = p_o = 101000 \text{ Па}$.

Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 295 \text{ К}$.

Кут початку згорання φ_c у бензинових ДВЗ залежить від кута випередження запалювання $\Delta\varphi_{оп}$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 30 = 330^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.7)$$

де $\Delta\varphi_{оп}$ – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання.

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 55 = 385^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$ – для бензинових ДВЗ.

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу n

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5500}{60} = 575,7 \text{ с}^{-1}. \quad (3.9)$$

Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі приймаємо $\alpha = 0,9$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0004 \cdot 1,193 \cdot 0,74 = 352,6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}, \quad (3.10)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 295} = 1,193 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.11)$$

η_v – коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (3.12)$$

$$\eta_v = \frac{11}{11 - 1} \cdot \frac{101000 - 7070}{101000} \cdot \frac{295}{295 + 13 + 0,1 \cdot 1000} = 0,74;$$

$\Delta p_{\text{вп}}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,07 \cdot 101000 = 7070 \text{ Па}; \quad (3.13)$$

$\Delta T = 13 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

$\gamma = 0,1$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = 1000 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{гц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,0003256}{0,9 \cdot 14,96} = 26,19 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.14)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Оскільки циліндр, головка блоку циліндрів, поршень виготовлені з алюмінієвого сплаву, приймаємо $T_w = 450 \text{ К}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101000 - 7070 = 93930 \text{ Па.} \quad (3.15)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,1} (295 + 10 + 0,1 \cdot 1000) = 370,9 \text{ К.} \quad (3.16)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вп}} = (1 + 0,1) \cdot 0,0003526 = 387,9 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.17)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{11}{11 - 1} \cdot 0,0004 = 439,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.18)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівнянню стану, яке в даному випадку є контрольним:

$$p_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.19)$$

$$93930 \cdot 439,6 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 387,9 \cdot 10^{-6} \cdot 370,9,$$

$$41,2916 = 41,2913.$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,001 %.

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси частин, що поступально рухаються і обертаються.

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна,

віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.20)$$

$$m_A = (80 + 0,25 \cdot 95) \cdot 0,00442 = 0,458 \text{ кг},$$

де коефіцієнт 0,25 представляє частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця.

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ визначаємо на основі даних двигуна-прототипа.

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.2 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна Peugeot EB2 в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку отримано у вигляді протоколу (таблиця 3.2). З метою скорочення протокол подано з кроком запису 10° ПКВ.

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах φ повороту кривошипа колінчатого валу (ПКВ).

В результаті розрахунку циклу двигуна визначено основні циклові індикаторні показники:

- індикаторна робота $L_i = 508,387$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,271$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,5134$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 185,46$ г/(кВт·год).

За результатами розрахунку циклу двигуна на номінальному режимі будуємо згорнуту індикаторну діаграму $p(V)$, $T(V)$, $m(V)$ (рисунок 3.1, 3.2).

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна Peugeot EB2 на номінальному режимі

№	Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
I.	Код двигуна	0	Y
II.	Вид розрахунку	1	–
III.	Тип двигуна		
	1. Теплота згорання палива	$44 \cdot 10^{-6}$	$H_{\text{ут}}, \text{Дж/кг}$
	2. Показник процесу згорання	3,3	m_1
IV.	Конструктивні дані		
	3. Кількість циліндрів	3	i
	4. Рядний (1); V-подібний (0)	1	–
	5. Діаметр циліндра	0.075	D, м
	6. Площа поршня	0,00442	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
	7. Радіус кривошипа	0,04525	$r_{\text{к}}, \text{м}$
	8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,3	$\lambda_{\text{к}}$
	9. Площа теплообміну поршня	0,00486	$F_{\text{п}}', \text{м}^2$
	10. Площа теплообміну кришки	0,0053	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
	11. Об'єм камери стиснення	$40 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
V.	Наддув		
	12. Тиск наддуву	101000	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
	13. Температура повітря	295	$T_{\text{к}}, \text{К}$
VI.	Регулювальні дані		
	14. Кут початку згорання	330	$\varphi_{\text{с}}, \text{град.}$
	15. Кут кінця згорання	385	$\varphi_{\text{з}}, \text{град.}$
VII.	Режимні дані		
	16. Кутова швидкість валу	575,7	$\omega, \text{рад/с}$
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,9	α
	18. Циклова подача палива	$26,19 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$
	19. Середня температура стінок	450	$T_{\text{w}}, \text{К}$
VIII.	Початкові умови		
	20. Тиск	93930	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
	21. Температура	370,9	$T_{\text{а}}, \text{К}$
	22. Маса робочого тіла	$387,9 \cdot 10^{-6}$	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
	23. Об'єм робочої порожнини	$439,6 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку		
	24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,458	$m_{\text{А}}, \text{кг}$

Розробив

Сергій ПАЩЕНКО

Перевірив

Георгій СЛИНЬКО

Таблиця 3.2 – Протокол розрахунку термодинамічного циклу двигуна Peugeot EB2 на номінальному режимі

φ, ° ПКВ	p, Па	T, К	m, кг	V, м ³
1	2	3	4	5
0	93 930	370,9	0,000388	0,000040
10	93 930	370,9	0,000388	0,000044
20	93 930	370,9	0,000388	0,000056
30	93 930	370,9	0,000388	0,000074
40	93 930	370,9	0,000388	0,000099
50	93 930	370,9	0,000388	0,000129
60	93 930	370,9	0,000388	0,000163
70	93 930	370,9	0,000388	0,000198
80	93 930	370,9	0,000388	0,000234
90	93 930	370,9	0,000388	0,000270
100	93 930	370,9	0,000388	0,000304
110	93 930	370,9	0,000388	0,000335
120	93 930	370,9	0,000388	0,000363
130	93 930	370,9	0,000388	0,000386
140	93 930	370,9	0,000388	0,000406
150	93 930	370,9	0,000388	0,000421
160	93 930	370,9	0,000388	0,000431
170	93 930	370,9	0,000388	0,000438
180	90 907	370,9	0,000388	0,000440
190	91 623	372,0	0,000388	0,000438
200	93 633	374,6	0,000388	0,000431
210	97 095	378,8	0,000388	0,000421
220	102 292	384,8	0,000388	0,000406
230	109 673	392,7	0,000388	0,000386
240	119 924	403,1	0,000388	0,000363
250	134 085	416,4	0,000388	0,000335
260	153 757	433,2	0,000388	0,000304
270	181 458	454,3	0,000388	0,000270
280	221 264	480,9	0,000388	0,000234
290	279 974	514,3	0,000388	0,000198
300	369 237	556,4	0,000388	0,000163
310	509 346	609,5	0,000388	0,000129
320	734 962	676,0	0,000388	0,000099
330	1 098 252	756,7	0,000388	0,000074
340	1 679 806	865,3	0,000388	0,000056
350	3 096 269	1 253,7	0,000390	0,000044
360	6 573 383	2 370,8	0,000399	0,000040
370	8 379 741	3 230,8	0,000410	0,000044
380	6 746 356	3 258,4	0,000414	0,000056

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5
390	4 552 454	2 938,3	0,000414	0,000074
400	3 071 013	2 646,2	0,000414	0,000099
410	2 147 868	2 407,9	0,000414	0,000129
420	1 570 205	2 216,7	0,000414	0,000163
430	1 198 899	2 063,1	0,000414	0,000198
440	952 485	1 939,3	0,000414	0,000234
450	783 932	1 838,8	0,000414	0,000270
460	665 601	1 756,8	0,000414	0,000304
470	580 786	1 689,7	0,000414	0,000335
480	519 081	1 634,7	0,000414	0,000363
490	473 822	1 589,6	0,000414	0,000386
500	440 641	1 552,7	0,000414	0,000406
510	416 631	1 522,7	0,000414	0,000421
520	399 860	1 498,7	0,000414	0,000431
530	389 076	1 480,0	0,000414	0,000438
540	378 366	1 467,3	0,000414	0,000440
550	323 326	1 467,3	0,000414	0,000438
560	268 286	1 467,3	0,000414	0,000431
570	213 246	1 467,3	0,000414	0,000421
580	158 206	1 467,3	0,000414	0,000406
590	108 670	1 467,3	0,000414	0,000386
600	108 670	1 467,3	0,000414	0,000363
610	108 670	1 467,3	0,000414	0,000335
620	108 670	1 467,3	0,000414	0,000304
630	108 670	1 467,3	0,000414	0,000270
640	108 670	1 467,3	0,000414	0,000234
650	108 670	1 467,3	0,000414	0,000198
660	108 670	1 467,3	0,000414	0,000163
670	108 670	1 467,3	0,000414	0,000129
680	108 670	1 467,3	0,000414	0,000099
690	108 670	1 467,3	0,000414	0,000074
700	108 670	1 467,3	0,000414	0,000056
710	108 670	1 467,3	0,000414	0,000044
720	108 670	1 467,3	0,000414	0,000040

Peugeot EB2

Дата: 23.09.2024

Li = 508,386543 Дж/цикл

pi = 1270934,583360 Па

KKDi = 0,513422

gi = 0,185457 кг/(кВт·год)

p , МПа

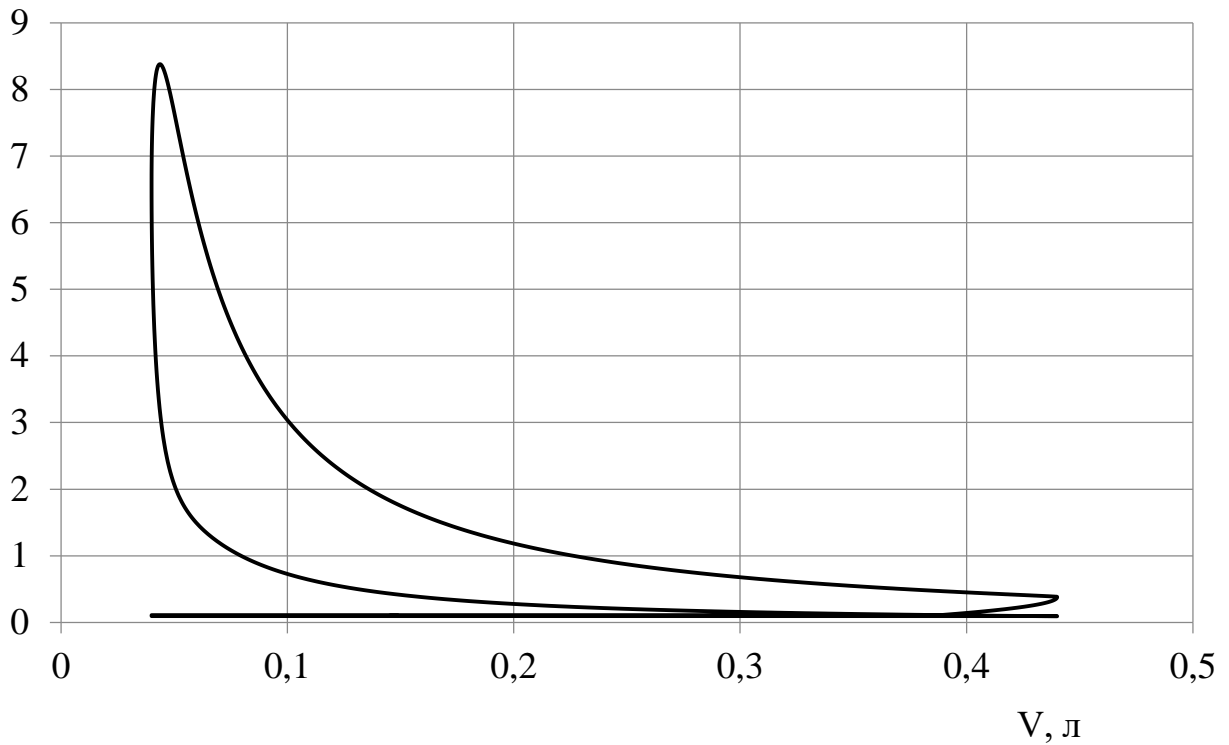


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ двигуна Peugeot EB2

$m \cdot 10^3$, кг/цикл

T , К

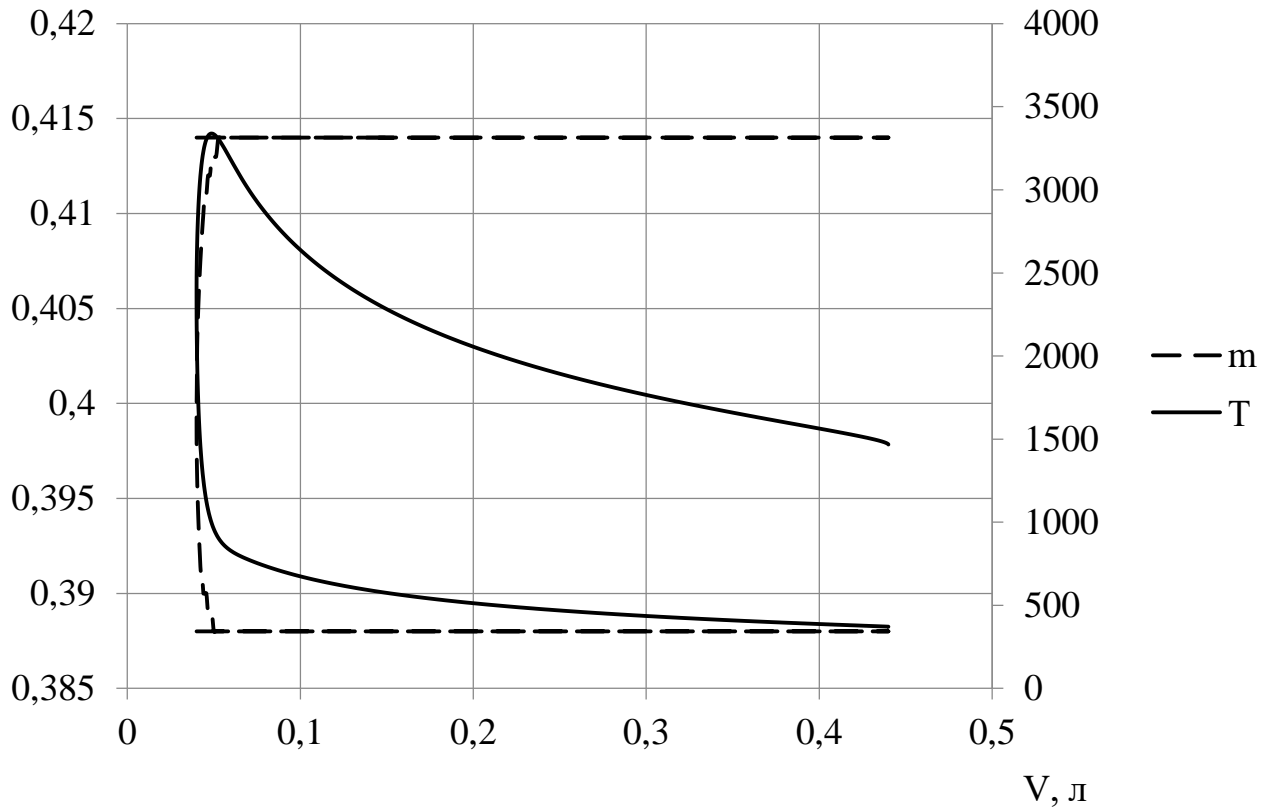


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма температури $T(V)$ і маси $m(V)$ заряду в циліндрі двигуна Peugeot EB2

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 3 \cdot 508,387 \cdot \frac{5500}{2 \cdot 60} \cdot 0,76 = 53,126 \text{ кВт}, \quad (3.21)$$

де $\eta_m = 0,76$ – механічний ККД двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 185,46 / 0,76 = 244,026 \text{ г/(кВт·год)}. \quad (3.22)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,271 \cdot 0,76 = 0,966 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,5134 \cdot 0,76 = 0,390. \quad (3.24)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,2 %, за середнім ефективним тиском 1,7 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску $p_{\max} = 8,379 \text{ МПа}$ (при $\varphi = 370^\circ \text{ ПКВ}$) і максимальної температури $T_{\max} = 3338,7 \text{ К}$ (при $\varphi = 375^\circ \text{ ПКВ}$). Ці величини не перевищують максимально допустимі для бензинових ДВЗ, тобто на номінальному режимі забезпечується надійна тривала робота двигуна.

3.3 Висновки за розділом

Розраховані індикаторні показники двигуна Peugeot EB2 відповідають технічним характеристикам двигуна (див. розділ 2.1), відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [5]. Розраховані ефективні показники двигуна Peugeot EB2 на номінальному режимі:

- ефективна потужність $N_e = 53,126$ кВт;
- ефективна питома витрата палива $g_e = 244,026$ г/(кВт·год);
- середній ефективний тиск $p_e = 0,966$ МПа;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,390$.

Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 1,7 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

4 РОЗРАХУНОК СИЛ ТА ОБЕРТАЛЬНИХ МОМЕНТІВ, ЩО ДІЮТЬ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМУ МЕХАНІЗМІ ДВИГУНА PEUGEOT EB2

Користуючись методикою [5], розраховуємо сили та моменти, що діють в 3-циліндровому рядному двигуні Peugeot EB2 при його нормальній роботі.

4.1 Розрахунок сил, що діють на поршень та шатун

Сила тиску газів P_r , діюча на поршень (для кута повороту кривошипа $\varphi = 400^\circ$ ПКВ).

$$P_r = (p - p_0) \cdot F_{\text{п}}, \quad (4.1)$$

$$P_r = (3071013 - 101000) \cdot 4,42 \cdot 10^{-3} = -32,56 \text{ Н},$$

де p – значення тиску робочого тіла в циліндрі (див. табл. 3.2);

$p_0 = 101000$ Па – тиск в картері двигуна приймаємо рівним тиску атмосферного повітря;

$F_{\text{п}} = 0,00442 \text{ м}^2$ – площа поршня.

Сила інерції зворотно-поступально рухомих мас

$$P_j = -m_A \cdot r_k \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cdot \cos 2\varphi), \quad (4.2)$$

$$P_j = -0,458 \cdot 0,04525 \cdot 575,7^2 \cdot (\cos 400^\circ + 0,3 \cdot \cos 800^\circ) \cdot 10^{-3} = 4875,97 \text{ Н},$$

де $m_A = 0,458$ кг – еквівалентна маса, зосереджена в точці А;

$r_k = 0,04525$ м – радіус кривошипа;

$\omega = 575,7 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертання кривошипа;

$\lambda_k = 0,3$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

$\varphi = 400^\circ$ ПКВ – кут повороту кривошипа.

Результуюча сила P_{Π} , що діє на поршень вздовж осі циліндра, визначається за формулою (3.6)

$$P_{\Pi} = P_{\Gamma} + P_j = -32,56 + 4875,97 = 4843,41 \text{ Н}, \quad (4.3)$$

Графіки сил P_{Π} , P_{Γ} , P_j від кута повороту колінчастого валу показані на рисунку 4.1.

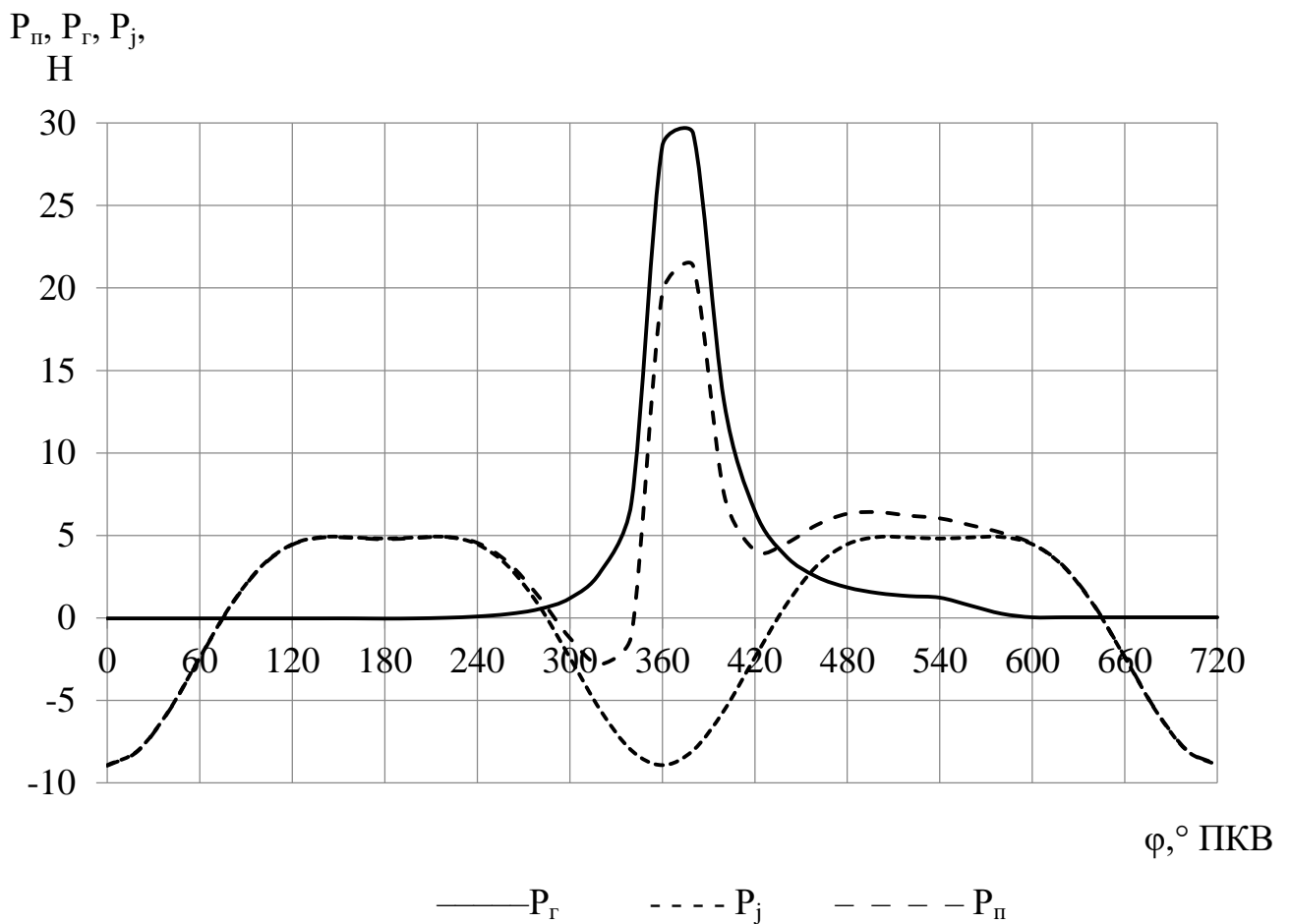


Рисунок 4.1 – Графіки сил P_{Π} , P_{Γ} , P_j від кута повороту колінчастого валу двигуна Peugeot EB2 при роботі на номінальному режимі

Таблиця 4.1 – Сили в кривошипно-шатунному механізмі двигуна Peugeot

ЕВ2 при роботі на номінальному режимі

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	P_r, H	P_j, H	$P_{ш}, H$	N, H	S, H	T, H	K, H
0	-31,25	-8929,35	-8960,60	0,00	-8961,93	0,00	-8961,93
20	-31,25	-8033,02	-8064,27	-831,97	-8108,39	-3540,39	-7294,63
40	-31,25	-5619,58	-5650,83	-1110,79	-5760,27	-4484,05	-3615,80
60	-31,25	-2404,06	-2435,31	-655,57	-2523,28	-2437,97	-650,58
80	-31,25	743,61	712,36	219,88	744,25	738,41	-93,07
100	-31,25	3129,09	3097,84	957,59	3241,20	2883,19	-1480,74
120	-31,25	4464,68	4433,43	1192,44	4589,71	3242,09	-3248,73
140	-31,25	4903,93	4872,68	957,34	4964,53	2397,88	-4347,04
160	-31,25	4875,97	4844,72	499,60	4869,09	1187,07	-4722,18
180	-44,61	4808,11	4763,50	0,00	4762,17	0,00	-4762,17
200	-32,56	4875,97	4843,41	-499,46	4867,78	-1186,75	-4720,90
220	5,71	4903,93	4909,64	-964,61	5002,20	-2416,07	-4380,02
240	83,65	4464,68	4548,32	-1223,35	4708,69	-3326,14	-3332,95
260	233,18	3129,09	3362,28	-1039,36	3517,99	-3129,41	-1607,20
280	531,57	743,61	1275,17	-393,93	1333,37	-1322,90	-166,75
300	1185,61	-2404,06	-1218,45	328,18	-1263,15	1220,44	-325,68
320	2802,11	-5619,58	-2817,46	553,96	-2872,71	2236,24	-1803,24
340	6978,32	-8033,02	-1054,70	108,93	-1061,63	463,54	-955,08
360	28607,93	-8929,35	19678,58	0,00	19677,30	0,00	19677,30
380	29372,47	-8033,02	21339,45	2201,04	21451,30	9366,37	19298,50
400	13127,46	-5619,58	7507,88	1475,22	7650,14	5955,21	4802,10
420	6493,89	-2404,06	4089,83	1100,00	4233,90	4090,75	1091,63
440	3763,56	743,61	4507,17	1393,42	4716,38	4679,35	-589,82
460	2495,54	3129,09	5624,63	1738,99	5886,05	5235,90	-2689,05
480	1847,92	4464,68	6312,59	1698,02	6535,70	4616,70	-4626,17
500	1501,21	4903,93	6405,14	1258,51	6526,31	3152,22	-5714,56
520	1320,96	4875,97	6196,93	639,08	6228,48	1518,48	-6040,54
540	1225,96	4808,11	6034,07	0,00	6032,75	0,00	-6032,75
560	739,40	4875,97	5615,37	-579,09	5643,84	-1375,95	-5473,54
580	252,85	4903,93	5156,78	-1013,18	5254,07	-2537,73	-4600,56
600	33,90	4464,68	4498,58	-1209,97	4657,18	-3289,75	-3296,49
620	33,90	3129,09	3162,99	-977,74	3309,40	-2943,85	-1511,90
640	33,90	743,61	777,51	-240,03	812,45	-806,07	-101,60
660	33,90	-2404,06	-2370,15	638,04	-2455,81	2372,78	-633,18
680	33,90	-5619,58	-5585,67	1097,98	-5693,87	4432,36	-3574,12
700	33,90	-8033,02	-7999,12	825,25	-8042,90	3511,80	-7235,71
720	33,90	-8929,35	-8895,45	0,00	-8896,78	0,00	-8896,78

Силу P_n розкладаємо на дві сили:

– бічна сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot \operatorname{tg}\beta = 7507,88 \cdot \operatorname{tg} 11,1^\circ = 1475,22 \text{ Н}, \quad (4.4)$$

де

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (4.5)$$

$$\beta = \arcsin(0,3 \cdot \sin 400^\circ) = 11,1^\circ \text{ ПКВ};$$

– сила, що діє на шатун

$$S = \frac{P_n}{\cos\beta} = \frac{7507,88}{\cos 11,1^\circ} = 7650,14 \text{ Н}. \quad (4.6)$$

Виконано розрахунок сил S , N для інших кутів ПКВ заносимо до таблиці 4.1, побудовано графічні залежності S , $N = f(\varphi)$ (рисунок 4.2).

4.2 Розрахунок сил, що діють на кривошип

Розраховано значення сил T , K для інших кутів ПКВ (див. табл. 4.1), побудовано графічні залежності T , $K = f(\varphi)$ (рисунок 4.3).

Розраховуємо сили, що діють на кривошип (коліно колінчастого валу):

– тангенціальна сила

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = 7507,88 \cdot \frac{\sin(400^\circ + 11,1^\circ)}{\cos 11,1^\circ} = 5955,21 \text{ Н}. \quad (4.7)$$

– нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (4.8)$$

$$K = 7507,88 \cdot \frac{\cos(400^\circ + 11,1^\circ)}{\cos 11,1^\circ} = 4802,10 \text{ Н.}$$

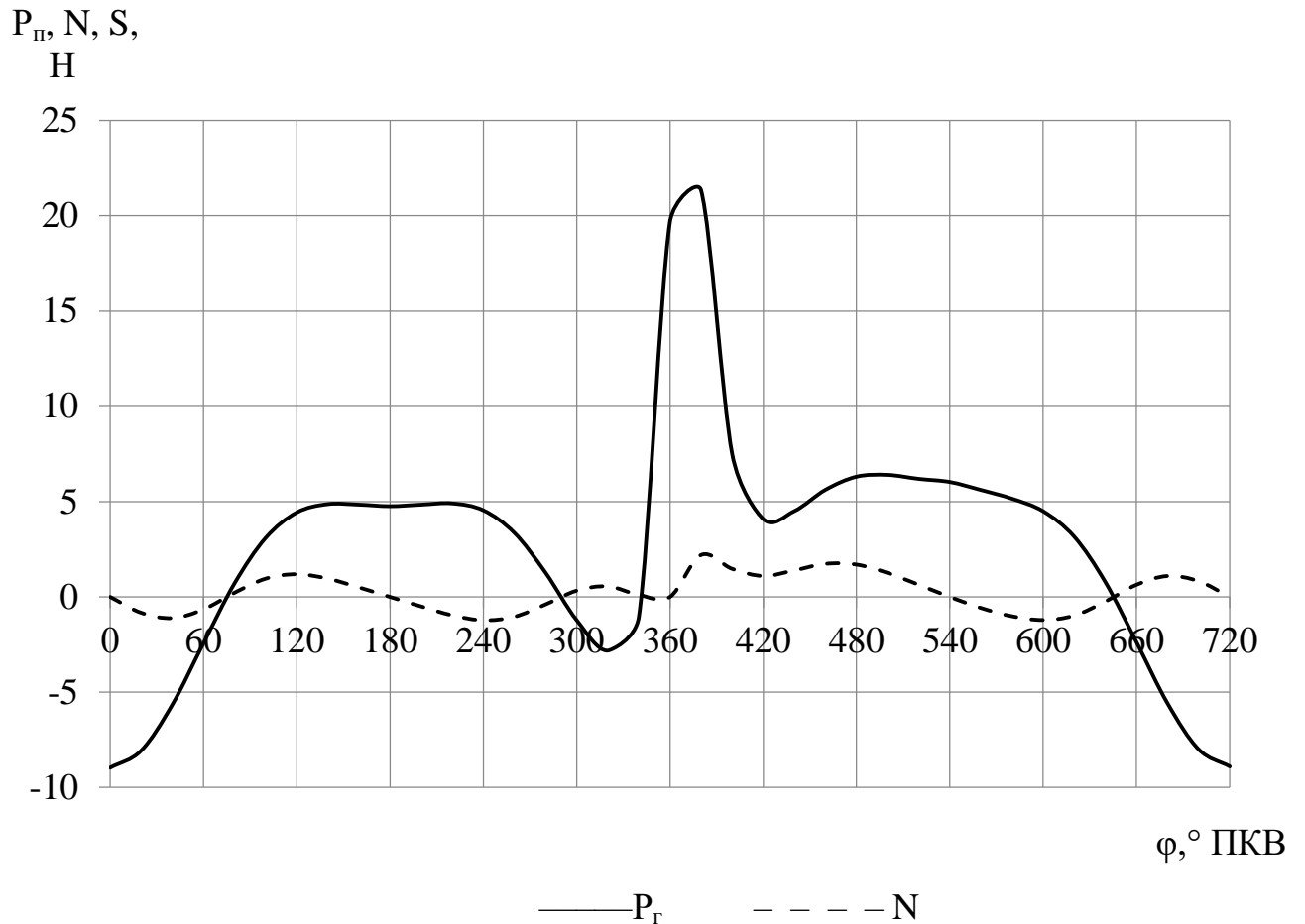


Рисунок 4.2 – Графіки сил P_n, N, S від кута повороту колінчастого валу двигуна Peugeot EB2 при роботі на номінальному режимі

4.3 Розрахунок обертальних моментів

Розраховуємо індикаторний обертальний момент на кривошипі (для кута повороту кривошипа $\varphi = 400^\circ$ ПКВ).

$$M_1 = T \cdot r_k = 5955,21 \cdot 0,04525 \cdot 10^3 = 269,473 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.9)$$

Розраховано значення M_1 для кутів від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ (табл. 4.2), побудовано діаграму (рисунок 4.4).

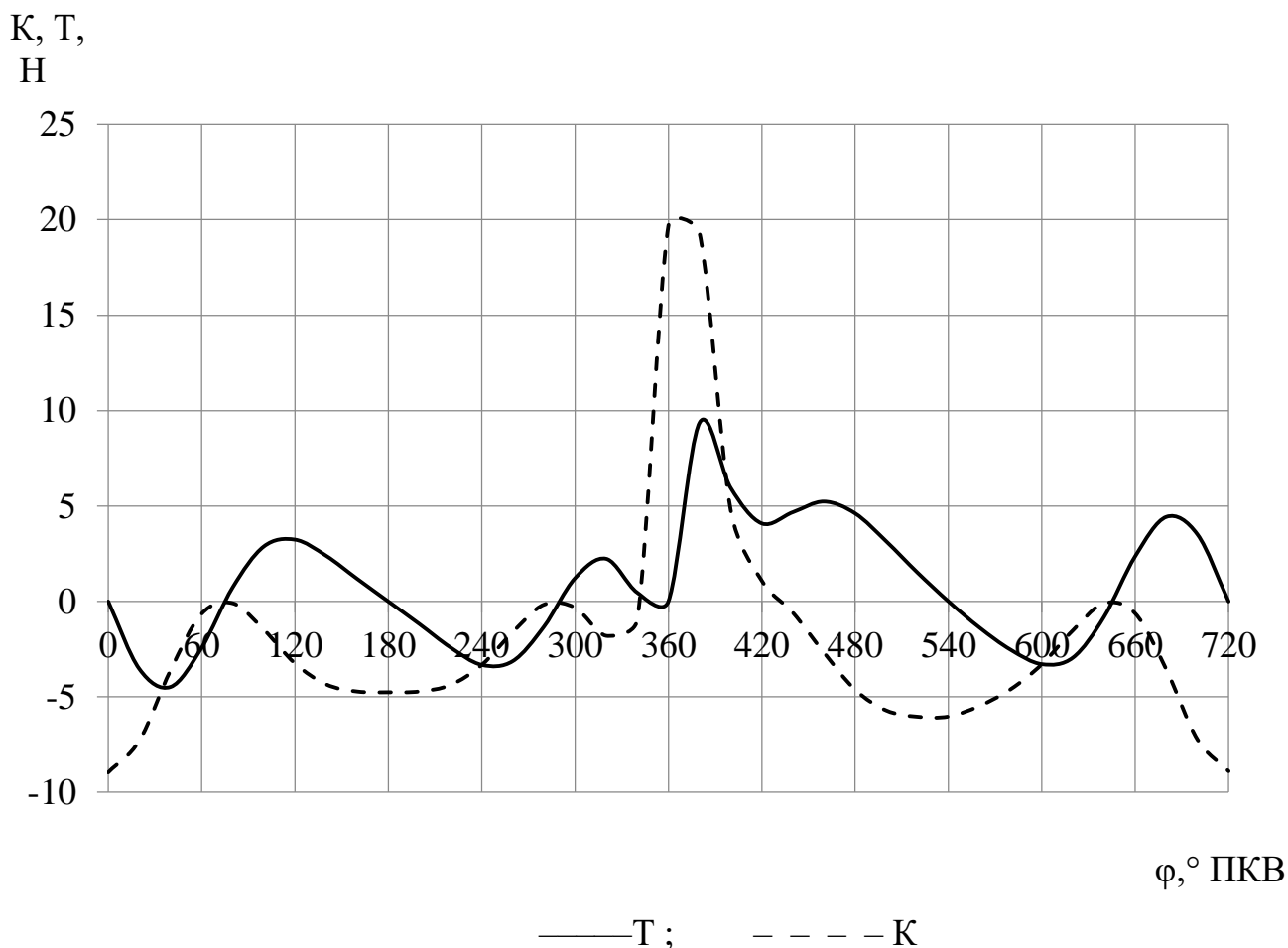


Рисунок 4.3 – Графіки сил К, Т від кута повороту колінчастого валу двигуна Peugeot EB2 при роботі на номінальному режимі

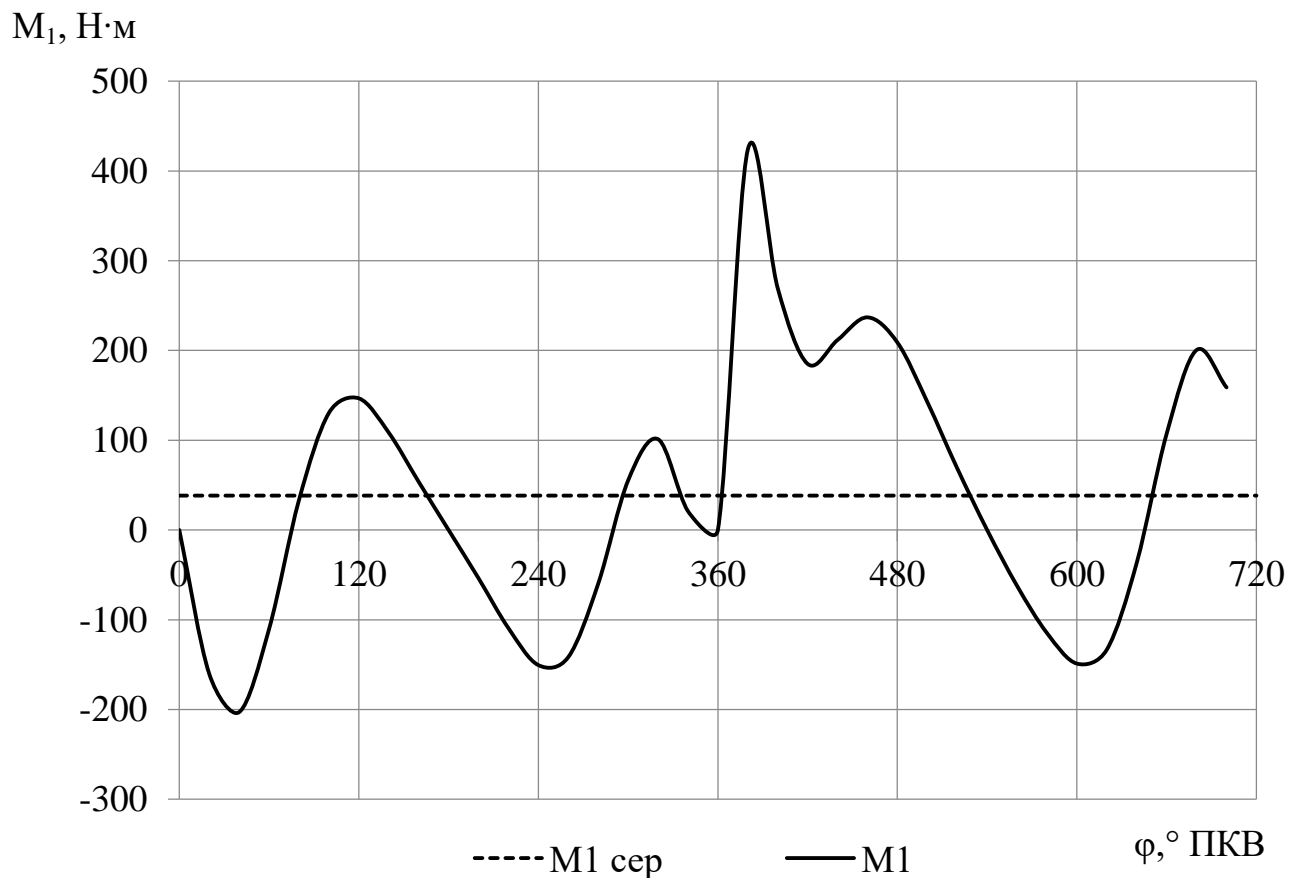


Рисунок 4.4 – Обертальний індикаторний момент від одного циліндра

Максимальне значення індикаторного обертального моменту в одному циліндрі $M_1 = 423,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $\varphi = 380^\circ \text{ ПКВ}$, середнє значення $M_{1\text{ сep}} = 38,34 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Знаючи обертальний момент для першого циліндра в діапазоні від $\varphi = 0^\circ \text{ ПКВ}$ до $\varphi = 720^\circ \text{ ПКВ}$, порядок роботи циліндрів двигуна (1–2–3), заповнюємо таблицю індикаторних обертальних моментів двигуна (табл. 4.2). Далі для кута $\varphi = 400^\circ \text{ ПКВ}$ знаходимо сумарний обертальний момент двигуна

$$M_{\text{сум } i} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \quad (4.10)$$

$$M_{\text{сум } 360} = 269,47 + 53,715 - 36,475 = 286,71 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Всі значення сумарного обертального моменту заносимо до таблиці 4.2 та будуємо діаграму (рисунок 4.5).

Таблиця 4.2 – Таблиця індикаторних обертальних моментів циліндрів, та індикаторний момент двигуна, Н·м

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	M_1	M_2	M_3	M_i сум
0	0,000	208,906	-150,508	58,40
20	-160,203	142,638	-141,606	-159,17
40	-202,903	68,711	-59,861	-194,05
60	-110,318	0,000	55,225	-55,09
80	33,413	-62,262	101,190	72,34
100	130,464	-114,832	20,975	36,61
120	146,705	-148,861	0,000	-2,16
140	108,504	-133,209	423,828	399,12
160	53,715	-36,475	269,473	286,71
180	0,000	107,368	185,106	292,47
200	-53,700	200,564	211,741	358,60
220	-109,327	158,909	236,924	286,51
240	-150,508	0,000	208,906	58,40
260	-141,606	-160,203	142,638	-159,17
280	-59,861	-202,903	68,711	-194,05
300	55,225	-110,318	0,000	-55,09
320	101,190	33,413	-62,262	72,34
340	20,975	130,464	-114,832	36,61
360	0,000	146,705	-148,861	-2,16
380	423,828	108,504	-133,209	399,12
400	269,473	53,715	-36,475	286,71
420	185,106	0,000	107,368	292,47
440	211,741	-53,700	200,564	358,60
460	236,924	-109,327	158,909	286,51
480	208,906	-150,508	0,000	58,40
500	142,638	-141,606	-160,203	-159,17
520	68,711	-59,861	-202,903	-194,05
540	0,000	55,225	-110,318	-55,09
560	-62,262	101,190	33,413	72,34
580	-114,832	20,975	130,464	36,61
600	-148,861	0,000	146,705	-2,16
620	-133,209	423,828	108,504	399,12
640	-36,475	269,473	53,715	286,71
660	107,368	185,106	0,000	292,47
680	200,564	211,741	-53,700	358,60
700	158,909	236,924	-109,327	286,51
720	0,000	208,906	-150,508	58,40

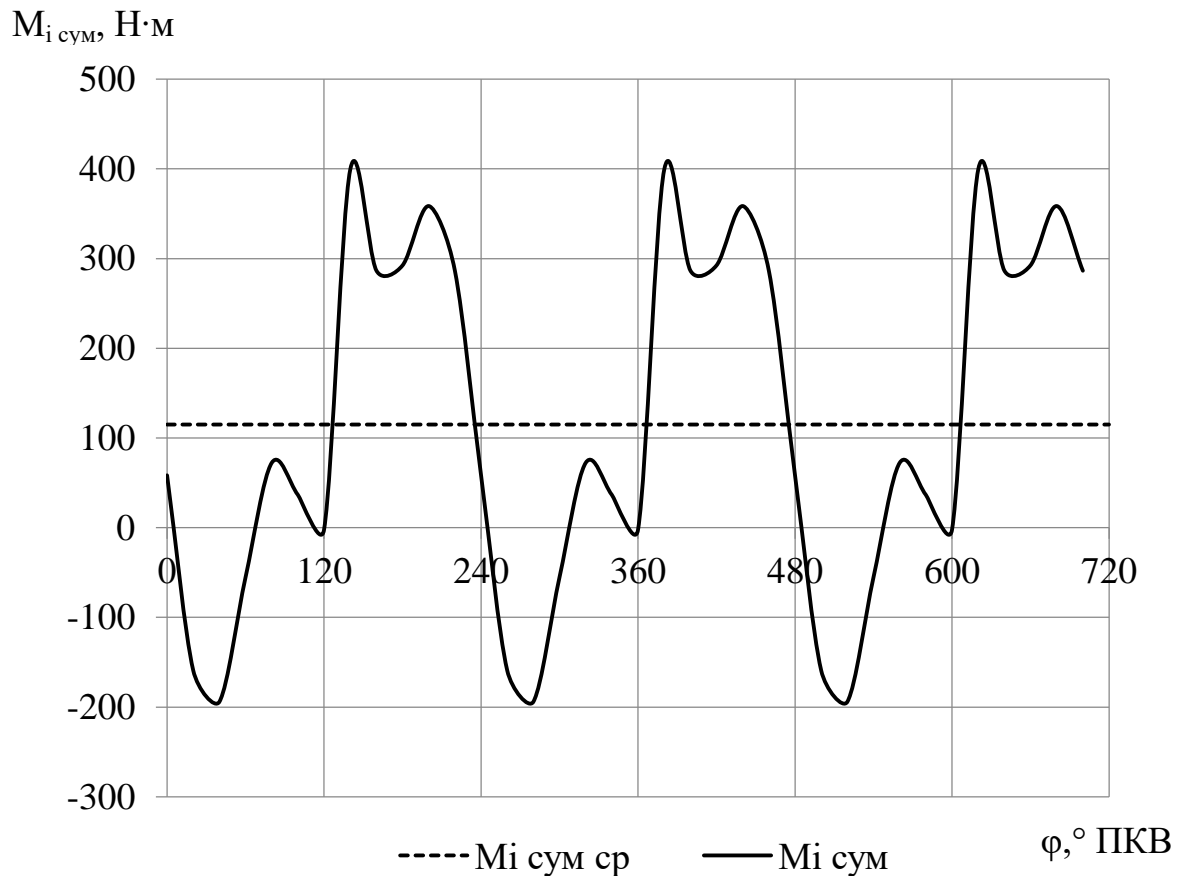


Рисунок 4.5 – Сумарний індикаторний обертальний момент двигуна Peugeot EB2

З таблиці 4.2 і рисунку 4.5 визначаємо:

- максимальний обертальний момент двигуна $M_{кр\max} = 399,12 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- мінімальний обертальний момент двигуна $M_{кр\min} = -194,05 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховуємо середній індикаторний обертальний момент двигуна на номінальному режимі роботи

$$M_i = \Sigma M_{\text{сум } i} / 720 = 115,02 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.11)$$

Розраховуємо середній ефективний обертальний момент двигуна на номінальному режимі роботи

$$M_e = M_{\text{сум } i} \cdot \eta_M = 115,02 \cdot 0,76 = 87,415 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.12)$$

Для оцінки ступеня нерівномірності індикаторного обертального моменту ДВЗ розраховуємо коефіцієнт нерівномірності обертального моменту справного двигуна Peugeot EB2

$$\mu = \frac{M_{\text{кр max}} - M_{\text{кр min}}}{M_{\text{кр ср}}} = \frac{399,12 - (-194,05)}{87,415} = 6,786, \quad (4.13)$$

де $M_{\text{кр max}}$, $M_{\text{кр min}}$ і $M_{\text{кр ср}}$ – максимальний, мінімальний та середній обертальний момент двигуна відповідно.

4.4 Висновки за розділом

Розраховано сили та моменти, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна Peugeot EB2 при нормальній роботі на номінальному режимі. Зокрема, визначено максимальні значення сил та моментів, що діють в КШМ:

- газова сила що діє на поршень вздовж осі циліндра $P = 21,3$ кН;
- бічна що діє на поршень $N = 2,2$ кН;
- сила, що діє на шатун $S = 21,5$ кН;
- тангенціальна сила $T = 9,4$ кН;
- нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі $K = 19,7$ кН;
- індикаторний момент на кривошипі $M_{i1} = 423,8$ Н·м.

Проте даний розрахунок не дозволяє визначити практично осьові сили, що діють на колінчастий вал вздовж його осі. Тому згідно розробленої методики визначаємо ці сили (див. розділ 5).

5 ВИЗНАЧЕННЯ ОСЬОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ ДВИГУНА PEUGEOT EB2 ТА ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ДЕТАЛЕЙ ГРУПИ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ, ЯКІ ЇХ СПРИЙМАЮТЬ

5.1 Визначення сил що діють на колінчастий вал вздовж його осі

На колінчастий вал двигуна, що працює на холостому ході, діє постійне максимальне навантаження вздовж його осі. Ця сила створюється механізмом зчеплення. При русі автомобіля з увімкненою передачею механізм зчеплення не натиснутий та сили що діють вздовж осі колінчастого валу дорівнюють нулю. Величина максимальної сили задається пружним елементом корзини зчеплення при максимальній її деформації, при повністю натиснутому зчепленні. Величину цієї сили в даному розділі визначаємо експериментально, використовуючи методику та обладнання, описані у розділі 2.3.

Через конструктивні обмеження гідравлічного пресу (розмір стола) та вагів, не є можливість використання вагів з більшим вимірюванням навантаження. Визначено максимальну деформацію пружного елемента корзини зчеплення та максимальний хід робочої площини зчеплення.

Результати експерименту наведено в таблиці 5.1 та на рисунках 5.1 і 5.2.

В стовпчику 1 таблиці 5.1 записано значення навантаження, прикладеного до пружин корзини зчеплення. В залежності від навантаження змінюються відстані від:

- краю пружин до привалочної площини корзини зчеплення (стовпчик 4);
- робочої площини до привалочної площини корзини зчеплення (стовпчик 2).

Стовпчики 1, 2, 4 визначені в ході експерименту, а стовпчики 3 та 5 розраховані на їх основі.

Таблиця 5.1 – Результати навантаження корзини зчеплення

Навантаження Р, кгс	Хід корзина- диск L, мм	Зазор корзина- диск, мм	Хід пружин корзини, мм	Хід пружин, мм
1	2	3	4	5
0	15,46	0	40,52	0
5	15,47	0,01	40,48	0,04
10	15,49	0,03	40,45	0,07
15	15,56	0,10	40,43	0,09
20	15,61	0,15	40,40	0,12
25	15,68	0,22	40,37	0,15
30	15,69	0,23	40,31	0,21
40	15,70	0,24	40,26	0,26
50	15,71	0,25	40,23	0,29
60	15,76	0,30	39,90	0,62
70	15,84	0,38	39,75	0,77
75	15,92	0,46	39,64	0,88
80	16,00	0,54	39,40	1,12
90	16,06	0,6	39,15	1,37
100	16,10	0,64	38,95	1,57
110	16,14	0,68	38,70	1,82
120	16,17	0,71	38,42	2,10
125	16,20	0,74	38,26	2,26
130	16,25	0,79	37,53	2,99
140	16,28	0,82	36,21	4,31
150	16,30	0,84	35,96	4,56
160	17,10	1,64	34,81	5,71
170	18,30	2,84	33,08	7,44
180	18,90	3,44	31,22	9,30
190	19,02	3,56	31,00	9,52
200	19,05	3,59	30,9	9,62

Р, кгс

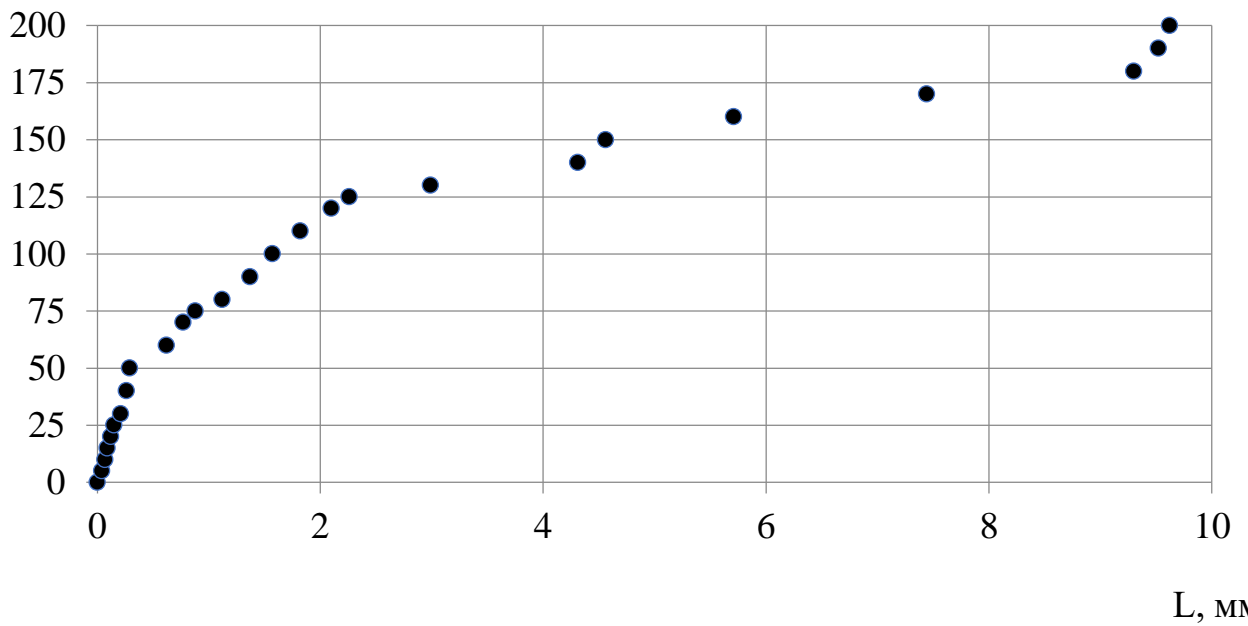


Рисунок 5.1 – Взаємозв'язок між ходом вижиму (стиснення) пружин корзини зчеплення L та величиною сили натискання на корзину зчеплення P

Р, кгс

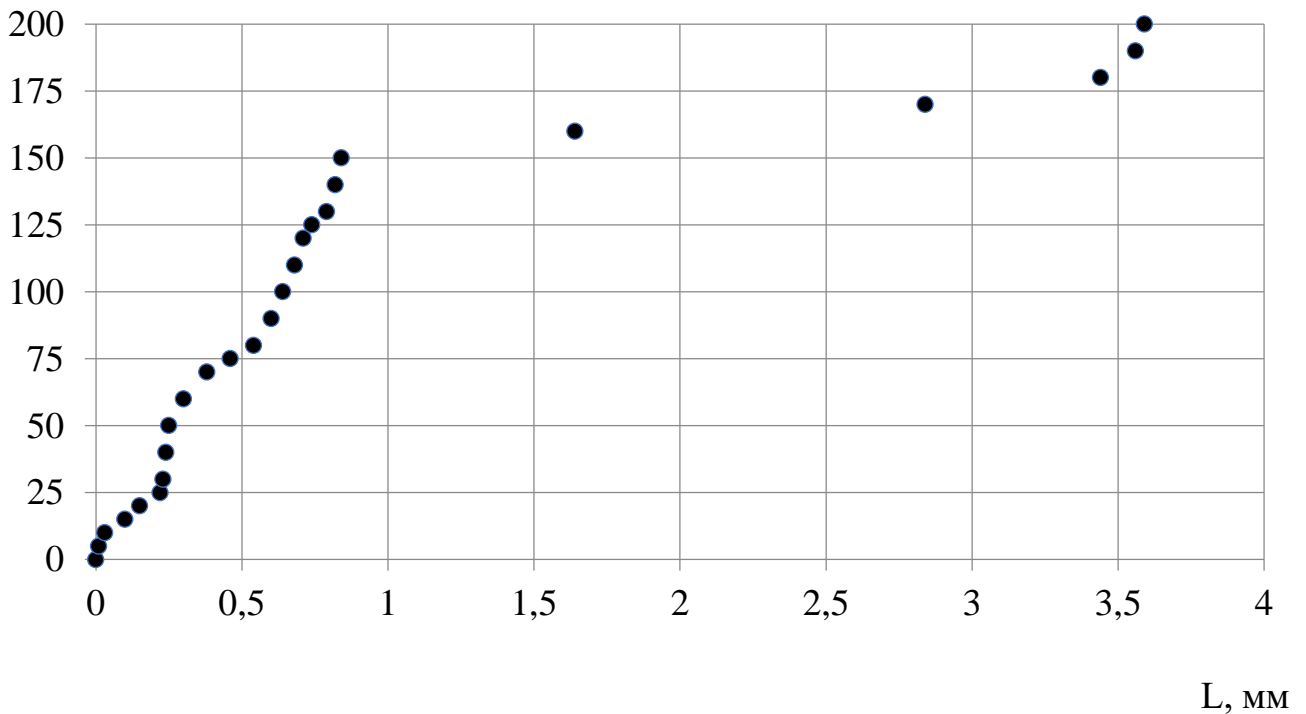


Рисунок 5.2 – Взаємозв'язок між ходом площини контакту корзини з диском зчеплення L та величиною сили натискання на корзину зчеплення P

5.2. Апроксимація експериментальних даних

В результаті проведених експериментів отримано графіки залежності сили натискання на корзину зчеплення P , кгс, та ходу вижиму (стиснення) пружин корзини зчеплення L , мм (див. табл. 5.1). За даними таблиці будемо діаграму отриманих за даними експерименту в системі координат $P = F(L)$ (див. рис. 5.2). Саме така функція, а не функція $L = F(P)$, взята за результатом аналізу літературних джерел.

Для зручності роботи з графічними даними виконуємо їх апроксимацію. З огляду на характер розподілу точок на рисунку 5.2 можна виконати апроксимацію знаходженням кубічної регресії за методикою [6, 7, 8]. Складаємо таблицю початкових даних (табл. 5.2) для експерименту.

Таблиця 5.2 – Таблиця початкових даних

i	$P(x_i)$, кгс	$L(y_i)$, мм
1	2	3
1	0	0,00
2	5	0,01
3	10	0,03
4	15	0,10
5	20	0,15
6	25	0,22
7	30	0,23
8	40	0,24
9	50	0,25
10	60	0,30
11	70	0,38
12	75	0,46
13	80	0,54
14	90	0,60
15	100	0,64
16	110	0,68
17	120	0,71
18	125	0,74
19	130	0,79

Продовження таблиці 5.2

1	2	3
20	140	0,82
21	150	0,84
22	160	1,64
23	170	2,84
24	180	3,44
25	190	3,56
26	200	3,59

Для знаходження та аналізу рівняння кубічної регресії $\hat{y} = ax^3 + bx^2 + cx + d$ створюємо таблицю допоміжних даних (таблиця 5.3).

Знаходимо коефіцієнти a , b , c та d рівняння кубічної регресії $\hat{y} = ax^3 + bx^2 + cx + d$ з системи рівнянь:

$$\begin{cases} a \sum x_i^3 + b \sum x_i^2 + c \sum x_i + nd = \sum y_i, \\ a \sum x_i^4 + b \sum x_i^3 + c \sum x_i^2 + d \sum x_i = \sum x_i y_i, \\ a \sum x_i^5 + b \sum x_i^4 + c \sum x_i^3 + d \sum x_i^2 = \sum x_i^2 y_i, \\ a \sum x_i^6 + b \sum x_i^5 + c \sum x_i^4 + d \sum x_i^3 = \sum x_i^3 y_i; \end{cases} \Leftrightarrow \quad (5.1)$$

$$\begin{cases} 162.9973 a + 53.4288 b + 23.8 c + 26 d = 2345, \\ 541.6216 a + 162.9973 b + 53.4288 c + 23.8 d = 3634.45, \\ 1848.3613 a + 541.6216 b + 162.9973 c + 53.4288 d = 9514.9565, \\ 6379.0953 a + 1848.3613 b + 541.6216 c + 162.9973 d = 30184.7097. \end{cases}$$

Розв'язуємо цю систему лінійних рівнянь методом Крамера:

$$\Delta = \begin{vmatrix} 162.9973 & 53.4288 & 23.8 & 26 \\ 541.6216 & 162.9973 & 53.4288 & 23.8 \\ 1848.3613 & 541.6216 & 162.9973 & 53.4288 \\ 6379.0953 & 1848.3613 & 541.6216 & 162.9973 \end{vmatrix} = 277563.629;$$

Таблиця 5.3 – Таблиця допоміжних даних

i	x_i	y_i	x_i^2	x_i^3	x_i^4	x_i^5	x_i^6	$x_i y_i$	$x_i^2 y_i$	$x_i^3 y_i$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0.01	5	0.0001	0	0	0	0	0.05	0.0005	0
3	0.03	10	0.0009	0	0	0	0	0.3	0.009	0.0003
4	0.1	15	0.01	0.001	0.0001	0	0	1.5	0.15	0.015
5	0.15	20	0.0225	0.0034	0.0005	0.0001	0	3	0.45	0.0675
6	0.22	25	0.0484	0.0106	0.0023	0.0005	0.0001	5.5	1.21	0.2662
7	0.23	30	0.0529	0.0122	0.0028	0.0006	0.0001	6.9	1.587	0.365
8	0.24	40	0.0576	0.0138	0.0033	0.0008	0.0002	9.6	2.304	0.553
9	0.25	50	0.0625	0.0156	0.0039	0.001	0.0002	12.5	3.125	0.7813
10	0.3	60	0.09	0.027	0.0081	0.0024	0.0007	18	5.4	1.62
11	0.38	70	0.1444	0.0549	0.0209	0.0079	0.003	26.6	10.108	3.841
12	0.46	75	0.2116	0.0973	0.0448	0.0206	0.0095	34.5	15.87	7.3002
13	0.54	80	0.2916	0.1575	0.085	0.0459	0.0248	43.2	23.328	12.5971
14	0.6	90	0.36	0.216	0.1296	0.0778	0.0467	54	32.4	19.44
15	0.64	100	0.4096	0.2621	0.1678	0.1074	0.0687	64	40.96	26.2144
16	0.68	110	0.4624	0.3144	0.2138	0.1454	0.0989	74.8	50.864	34.5875
17	0.71	120	0.5041	0.3579	0.2541	0.1804	0.1281	85.2	60.492	42.9493
18	0.74	125	0.5476	0.4052	0.2999	0.2219	0.1642	92.5	68.45	50.653
19	0.79	130	0.6241	0.493	0.3895	0.3077	0.2431	102.7	81.133	64.0951
20	0.82	140	0.6724	0.5514	0.4521	0.3707	0.304	114.8	94.136	77.1915

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
21	0.84	150	0.7056	0.5927	0.4979	0.4182	0.3513	126	105.84	88.9056
22	1.64	160	2.6896	4.4109	7.2339	11.8637	19.4564	262.4	430.336	705.751
23	2.84	170	8.0656	22.9063	65.0539	184.7531	524.6988	482.8	1371.152	3894.0717
24	3.44	180	11.8336	40.7076	140.0341	481.7173	1657.1074	619.2	2130.048	7327.3651
25	3.56	190	12.6736	45.118	160.6201	571.8077	2035.6354	676.4	2407.984	8572.423
26	3.59	200	12.8881	46.2683	166.1031	596.3102	2140.7536	718	2577.62	9253.6558
$\Sigma\Sigma$	23.8	2345	53.4288	162.9973	541.6216	1848.3613	6379.0953	3634.45	9514.9565	30184.7097

$$\Delta a = \begin{vmatrix} 2345 & 53.4288 & 23.8 & 26 \\ 3634.45 & 162.9973 & 53.4288 & 23.8 \\ 9514.9565 & 541.6216 & 162.9973 & 53.4288 \\ 30184.7097 & 1848.3613 & 541.6216 & 162.9973 \end{vmatrix} = 4198335.3984$$

$$a = \frac{\Delta a}{\Delta} = \frac{4198335.3984}{277563.629} \approx 15.1257; \quad (5.2)$$

$$\Delta b = \begin{vmatrix} 162.9973 & 2345 & 23.8 & 26 \\ 541.6216 & 3634.45 & 53.4288 & 23.8 \\ 1848.3613 & 9514.9565 & 162.9973 & 53.4288 \\ 6379.0953 & 30184.7097 & 541.6216 & 162.9973 \end{vmatrix} = -29270089.5073$$

$$b = \frac{\Delta b}{\Delta} = \frac{-29270089.5073}{277563.629} \approx -105.4536; \quad (5.3)$$

$$\Delta c = \begin{vmatrix} 162.9973 & 53.4288 & 2345 & 26 \\ 541.6216 & 162.9973 & 3634.45 & 23.8 \\ 1848.3613 & 541.6216 & 9514.9565 & 53.4288 \\ 6379.0953 & 1848.3613 & 30184.7097 & 162.9973 \end{vmatrix} = 66520682.691$$

$$c = \frac{\Delta c}{\Delta} = \frac{66520682.691}{277563.629} \approx 239.6592; \quad (5.4)$$

$$\Delta d = \begin{vmatrix} 162.9973 & 53.4288 & 23.8 & 2345 \\ 541.6216 & 162.9973 & 53.4288 & 3634.45 \\ 1848.3613 & 541.6216 & 162.9973 & 9514.9565 \\ 6379.0953 & 1848.3613 & 541.6216 & 30184.7097 \end{vmatrix} = -2029117.8398$$

$$d = \frac{\Delta d}{\Delta} = \frac{-2029117.8398}{277563.629} \approx -7.3105. \quad (5.5)$$

Отже, шукане рівняння кубічної регресії має вигляд:

$$\hat{y} = 15.1257x^3 - 105.4536x^2 + 239.6592x - 7.3105. \quad (5.6)$$

Зробимо загальне креслення діаграми розсіювання та графіка рівняння регресії (рисунок 5.3).

Для оцінки значущості параметрів регресії та кореляції спочатку:

– знайдемо у середній

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum y_i = \frac{2345}{26} = 90.1923; \quad (5.7)$$

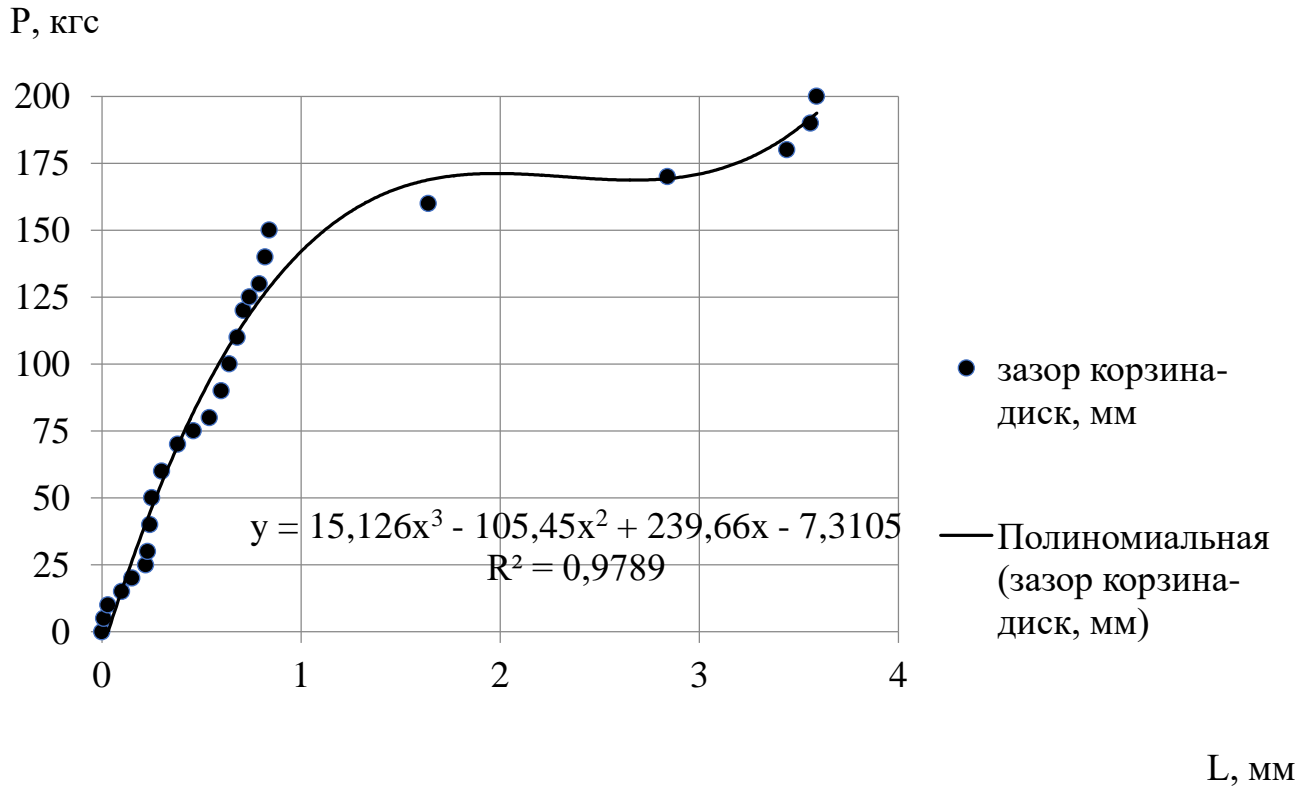


Рисунок 5.3 – Функція $P(L)$ – експериментально отримані точки та графік рівняння регресії

– складемо таблицю 5.4 допоміжних величин, де

$$\varepsilon_i = y_i - \hat{y}_i, \quad \Delta\varepsilon_i = \varepsilon_i - \varepsilon_{i-1}, \quad A_i = \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right|:$$

Знаходимо індекс кореляції:

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}} = \sqrt{1 - \frac{2061.2797}{97624.0385}} \approx 0.9894;$$

Таблиця 5.4 – Таблиця допоміжних величин для знаходження кубічної функції

i	x_i	y_i	\hat{y}_i	$y_i - \bar{y}$	$(y_i - \bar{y})^2$	ε_i	ε_i^2	A_i	$\Delta\varepsilon_i$	$(\Delta\varepsilon_i)^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	0	-7.3105	-90.1923	8134.6524	7.3105	53.4428	∞	—	—
2	0.01	5	-4.9244	-85.1923	7257.7293	9.9244	98.4937	1.9849	2.6139	6.8327
3	0.03	10	-0.2152	-80.1923	6430.8062	10.2152	104.35	1.0215	0.2908	0.0846
4	0.1	15	15.6161	-75.1923	5653.8831	-0.6161	0.3795	0.0411	-10.8312	117.3156
5	0.15	20	26.3168	-70.1923	4926.9601	-6.3168	39.9015	0.3158	-5.7007	32.4981
6	0.22	25	40.4717	-65.1923	4250.037	-15.4717	239.3726	0.6189	-9.1549	83.8123
7	0.23	30	42.4167	-60.1923	3623.1139	-12.4167	154.1744	0.4139	3.055	9.3329
8	0.24	40	44.3427	-50.1923	2519.2678	-4.3427	18.8592	0.1086	8.074	65.1891
9	0.25	50	46.2498	-40.1923	1615.4216	3.7502	14.0638	0.075	8.0929	65.4949
10	0.3	60	55.5049	-30.1923	911.5754	4.4951	20.2062	0.0749	0.745	0.555
11	0.38	70	69.3625	-20.1923	407.7293	0.6375	0.4064	0.0091	-3.8576	14.8814
12	0.46	75	82.0911	-15.1923	230.8062	-7.0911	50.2832	0.0945	-7.7286	59.7305
13	0.54	80	93.737	-10.1923	103.8831	-13.737	188.7049	0.1717	-6.6459	44.1683

Продовження таблиці 5.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
14	0.6	90	101.7889	-0.1923	0.037	-11.7889	138.9785	0.131	1.9481	3.795
15	0.64	100	106.8427	9.8077	96.1908	-6.8427	46.8231	0.0684	4.9462	24.4646
16	0.68	110	111.652	19.8077	392.3447	-1.652	2.7293	0.015	5.1907	26.9433
17	0.71	120	115.1021	29.8077	888.4985	4.8979	23.9898	0.0408	6.55	42.9024
18	0.74	125	118.4202	34.8077	1211.5754	6.5798	43.2932	0.0526	1.6818	2.8285
19	0.79	130	123.6643	39.8077	1584.6524	6.3357	40.1416	0.0487	-0.244	0.0595
20	0.82	140	126.6429	49.8077	2480.8062	13.3571	178.4122	0.0954	7.0214	49.2996
21	0.84	150	128.5603	59.8077	3576.9601	21.4397	459.6627	0.1429	8.0826	65.3291
22	1.64	160	168.8211	69.8077	4873.1139	-8.8211	77.8114	0.0551	-30.2608	915.7175
23	2.84	170	169.2482	79.8077	6369.2678	0.7518	0.5653	0.0044	9.5729	91.6407
24	3.44	180	184.9507	89.8077	8065.4216	-4.9507	24.5095	0.0275	-5.7025	32.5191
25	3.56	190	191.8395	99.8077	9961.5754	-1.8395	3.3838	0.0097	3.1112	9.6796
26	3.59	200	193.808	109.8077	12057.7293	6.192	38.3411	0.031	8.0315	64.5054
Σ	—	—	—	—	97624.0385	—	2061.2797	∞	—	1829.5797

Знаходимо індекс детермінації

$$R^2 = 0.9894^2 \approx 0.9789. \quad (5.8)$$

Отримане значення $R^2 = 0.9789$ означає, що визначене рівняння кубічної регресії з високою адекватністю описує результат експерименту.

Висновок. Проведено апроксимацію отриманих в ході експерименту числових даних. Отримано кубічне рівняння регресії, яке описує функцію залежності сили натискання на корзину зчеплення P , кгс, та ходу вижиму (стиснення) пружин корзины зчеплення L , мм. До натискання на механізм зчеплення сила, що діє на пружини корзины зчеплення, дорівнює нулю ($P = 0$). При збільшенні сили натиску на пружини корзины зчеплення від $P = 0$ до $P = 150$ кгс, хід пружин є рівномірним. При дії силі натиску від $P = 150$ кгс до $P = 175$ кгс хід пружин корзины зчеплення незначно змінюється. При дії силі натиску від $P = 175$ до $P = 200$ кгс хід пружин збільшується «стрибком» на величину $L = 2$ мм.

5.3 Вимірювання твердості напівкільця

Згідно до методики, описаної в п. 2.3, визначено твердість двох зразків критично зношеного в процесі експлуатації розпірного напівкільця Peugeot EB2, а також, для порівняння, розпірних напівкільць двигунів ВАЗ та МеМЗ (рисунок 5.4) (див. додаток А).

Отримані значення твердості напівкільць двигуна Peugeot EB2:

- перший зразок – 42...44 HRC;
- другий зразок – 5...10 HRC,

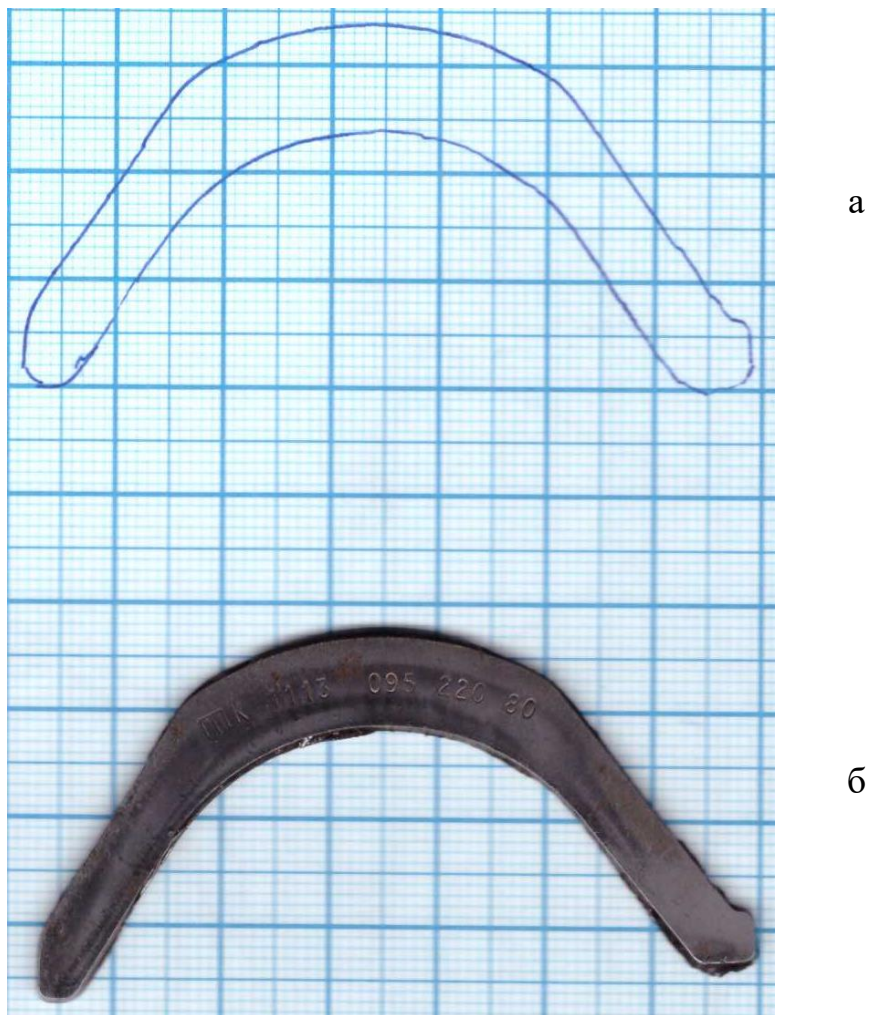
вказують на низьку (недостатню) твердість матеріалу деталі, що підтверджується попередньо наведеною інформацією та потребує додаткового дослідження та покращення.



Рисунок 5.4 – Вимірювання твердості напівкільць двигунів МЕМЗ та ВАЗ

5.4 Розрахунок питомого навантаження в парі тертя

Графічним методом виконуємо визначення площі напівкільця яка сприймає навантаження що діє вздовж колінчастого валу. На міліметровому папері виконує побудову границь базового (рисунок 5.5) та модернізованого. Площа раннього напівкільця складає 545 мм^2 , а пізнього (зі збільшеною площею) – 754 мм^2 . З наведених цифр видно, що завод-виробник збільшив площу на 209 мм^2 (на 38,3 %).



а – контур напівкільця; б – натурне напівкільце

Рисунок 5.5 – Вимірювання площі раннього напівкільця

Таким чином питомий тиск на площу розпiрного напівкільця ранньої (базової конструкції) при повному вижимі зчеплення складає

$$\rho = \frac{200 \text{ кгс}}{545 \text{ мм}^2} = \frac{1961,33 \text{ Н}}{545 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2} = 3,599 \text{ МПа}. \quad (5.9)$$

Для розпiрного напівкільця пізньої конструкції (рисунок 2.4) (зі збільшеною площею) питомий тиск на при повному вижимі зчеплення складає

$$\rho = \frac{200 \text{ кгс}}{754 \text{ мм}^2} = \frac{1961,33 \text{ Н}}{754 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2} = 2,601 \text{ МПа}. \quad (5.10)$$

З розрахованих величин питомого тиску на розпирне напівкільце видно, що збільшення площі пізнього напівкільця виробником призвело до зменшення питомого тиску на 0,998 МПа (на 27,7 %).

Для колінчастого валу двигуна, модернізованого нанесенням канавок на поверхню, прилягаючу до напівкільця (рисунок 5.6), площа контакту пізнього напівкільця та даної поверхні, визначена графічним методом, зменшується на 10 %. Відповідно, перераховуємо зміну питомого навантаження в парі тертя

$$\rho = \frac{200 \text{ кгс}}{754 \cdot 0,9 \text{ мм}^2} = \frac{1961,33 \text{ Н}}{6,786 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2} = 2,890 \text{ МПа}. \quad (5.11)$$

5.5 Рекомендації що до підвищення зносостійкості пари «розпирне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2

Потрібно зробити напівкільце більш твердим, так як і основа, і робоча поверхня напівкільця внаслідок низької твердості швидко зношуються.

Потрібно зробити насічки на бічній поверхні другої шийки колінчастого валу (рисунок 5.6) для утримання більшої кількості оливи в зоні тертя з розпирним напівкільцем. Насічки потрібно робити під кутом 40...60° до вісі корінної шийки – так, щоб відцентровою силою олива потрапляла від зазору між вкладишем та шийкою до зони тертя напівкільця.



Рисунок 5.6 – Насічки на бічній поверхні другої шийки колінчастого валу

5.6 Висновки за розділом

В ході експериментального дослідження визначено, що від механізму зчеплення на колінчастий вал періодично діє зусилля осьового навантаження до $P = 200$ кгс.

Проведено апроксимацію отриманих в ході експерименту числових даних. Отримано кубічне рівняння регресії, яке описує функцію залежності сили натискання на корзину зчеплення P , кгс, та ходу вижиму (стиснення) пружин корзини зчеплення L , мм. До натискання на механізм зчеплення сила, що діє на пружини корзини зчеплення, дорівнює нулю ($P = 0$). При збільшенні сили натиску на пружини корзини зчеплення від $P = 0$ до $P = 150$ кгс, хід пружин є рівномірним. При дії силі натиску від $P = 150$ кгс до $P = 175$ кгс хід пружин корзини зчеплення незначно змінюється. При дії силі натиску від

$P = 175$ до $P = 200$ кгс хід пружин збільшується «стрибком» на величину $L = 2$ мм.

В ході експериментального дослідження визначено твердості робочої поверхні 2-х зразків зношених напівкільць ранньої версії: 5...10 HRC; 42...44 HRC. Також для порівняння визначені твердості розпірних напівкільць двигунів ВАЗ та МеМЗ.

Графічним методом визначено площі контакту в парі тертя «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» та розраховано питомі навантаження:

- напівкільце ранньої конструкції 3,599 МПа;
- напівкільце пізньої конструкції 2,601 МПа;
- напівкільце пізньої конструкції – модернізований колінчастий вал нанесенням канавок 2,890 МПа;
- раннього 545 мм² та 754 мм² пізнього напівкільць.

Надані рекомендації з метою покращення мащення тертя та відповідно підвищення зносостійкості пари «розпірне напівкільце – щока другої корінної шийки» колінчастого валу двигуна Peugeot EB2.

ВИСНОВКИ

Встановлено, що на двигунах, які працюють у парі з роботизованою коробкою перемикачів передач, спостерігається інтенсивний знос пари тертя «напівкільце – щока другої корінної шийки колінчастого валу». Це викликає прискорений вихід з ладу двигуна. Хоча завод виробник змінив конструкцію напівкільця, збільшивши площину на 38,3 % та зменшивши питоме навантаження на 27,7 % пари тертя «напівкільце – щока другої корінної шийки колінчастого валу». Ці зміни не дали суттєвого підвищення ресурсу цього вузла.

Розглянуті особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ різних типів:

- сили, що діють на елементи колінчастого валу та призводять до його зношування;
- показники надійності та зносостійкості елементів колінчастого валу;
- матеріали що використовуються для виготовлення колінчастого валу.

У даній роботі було проведено дослідження причин аварійного виходу з ладу розпірного напівкільця.

Досліджено особливості конструкції, визначена технічна характеристика двигуна Peugeot EB2 автомобіля Peugeot 301 номінальною потужністю 53 кВт при 5500 хв⁻¹. Розглянуто особливості кріплення чотирьохопорного колінчастого валу Peugeot EB2, зокрема розпірного напівкільця, яке сприймає осьові навантаження, що діють на колінчастий вал, головним чином створювані механізмом зчеплення з підвищеним навантаженням, що зумовлено використанням двигуна в парі з роботизованою коробкою перемикачів передач.

Визначено необхідні характеристики осьових сил, які діють на колінчастий вал та розробки необхідних заходів, щодо усунення інтенсивного зношування.

Розроблена методика, яка дозволяє дослідити осьове навантаження, що діє з силою до 200 кгс на розпірне напівкільце та відповідну йому площину в

зоні другої корінної шийки колінчастого валу двигуна. Наведено основні положення методики щодо визначення твердості двох зношених зразків розпірного напівкільця за Роквелом – 5...10 HRC та 42...44 HRC.

Проведено тепловий розрахунок в якому розраховані індикаторні показники двигуна Peugeot EB2 відповідають технічним характеристикам двигуна, відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій. Розраховані ефективні показники двигуна Peugeot EB2 на номінальному режимі:

- ефективна потужність $N_e = 53,126$ кВт;
- ефективна питома витрата палива $g_e = 244,026$ г/(кВт·год);
- середній ефективний тиск $p_e = 0,966$ МПа;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,390$.

Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 1,7 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

Проведено динамічний розрахунок в якому розраховано сили та моменти, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна Peugeot EB2 при нормальній роботі на номінальному режимі. Зокрема, визначено максимальні значення сил та моментів, що діють в КШМ:

- газова сила що діє на поршень вздовж осі циліндра $P = 21,3$ кН;
- бічна що діє на поршень $N = 2,2$ кН;
- сила, що діє на шатун $S = 21,5$ кН;
- тангенціальна сила $T = 9,4$ кН;
- нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі $K = 19,7$ кН;
- індикаторний момент на кривошипі $M_{i1} = 423,8$ Н·м.

Експериментально встановлений натиск між пружиною корзини зчеплення та ходом площини контакту корзини з диском зчеплення. Що може викликати різке підвищення зношуванню напівкільця.

Розроблено математичну модель, що впливає на зношування напівкільця. З урахуванням проведених теоретичних та експериментальних досліджень рекомендую наносити радіальні насічки на щоку колінчастого валу, що контактує з розпірним напівкільцем з метою покращення мащення тертя та

відповідно підвищення зносостійкості пари тертя «розпирне напівкільце щока другої корінної шийки» колінчастого валу. Завдяки цьому очікується збільшення ресурсу колінчастого валу та всього двигуна.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов. – За ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Прапор, 2004. – 384 с.
2. Автомобільні двигуни [Текст] : Підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.
3. ДСТУ ISO 6508-1:2013 Металеві матеріали. Визначення твердості за Роквеллом. Частина 1. Метод випробування (шкали А, В, С, D, E, F, G, H, K, N, T) (ISO 6508-1:2005, IDT). – К. : Мінекономрозвитку України, 2014.
4. ДСТУ EN ISO 6508-2:2017 Матеріали металеві. Вимірювання твердості за шкалою Роквелла. Частина 2. Повірка та калібрування випробувальних машин і наконечників (EN ISO 6508-2:2015, IDT; ISO 6508-2:2015, IDT) . – К. : Мінекономрозвитку України, 2017.
5. Слинько, Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування [Текст] / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.
6. Бідюк, П. І. Прикладна статистика : Навчальний посібник [Текст] / П. І. Бідюк, В. Я. Данилов, О. Л. Жиров. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 186 с.
7. МНК и регресійний аналіз онлайн + графіки [Електронний ресурс] // Сайт «Математичний форум Math Help Planet». – Режим доступу: <http://mathhelpplanet.com/static.php?p=onlaun-mnk-i-regressionniy-analiz>
8. Літнарівич, Р. М. Побудова і дослідження математичної моделі за джерелами експериментальних даних методами регресійного аналізу. Навчальний посібник [Текст] / Р. М. Літнарівич. – Рівне: МЕРУ, 2011. – 140 с.
9. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього

згорання» [Текст] / Укл. : Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. – 38 с.

10. Долганов, К. Є. Тепловий розрахунок поршневих двигунів внутрішнього згорання на ПЕОМ: навчальний посібник [Текст] / К. Є. Долганов, А. А. Лісовал, Л. П. Мержиєвська. Київ : УТУ, 1999. – 76 с.

11. Захарчук, В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів: навчальний посібник, друге видання [Текст] / В. І. Захарчук. – Луцьк: ЛНТУ, 2011. – 233 с.

12. Шапко, В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник. 2-ге видання [Текст] / В. Ф. Шапко. – Харків : Точка, 2014. – 148 с.

13. Шапко, В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згорання: підручник [Текст] / В. Ф. Шапко. – Кременчук: КНУ ім. М. Остроградського, 2023. – 180 с.

14. Івченко, Л. І. Термінологічний словник-довідник з трибології (український, російський, англійський): Навчальний посібник / В. О. Богуслаєв, Л. Й. Івченко, В. І. Кубіч, М. В. Фролов; Заг. ред. Л. І. Івченка. – Запоріжжя : ПАТ «Мотор Січ», 2018. – 218 с.

15. Конспект лекцій з дисципліни «Автомобільні двигуни» для здобувача вищої освіти першого (бакалаврського) рівня зі спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» денної і заочної форми навчання [Текст] / Укл. : Коржавін Ю.А. – Дніпродзержинськ, ДДТУ, 2019. – 96 с.

16. Єгоров, Я. О. Фізико-математична модель робочого циклу двигуна внутрішнього згорання автотракторного типу [Текст] : Навч. посібник / Я. О. Єгоров. – К. : УМК ВО, 1991. – 56 с.

17. Керівництво по експлуатації Peugeot 301 [Електронний ресурс]. – Сайт «peugeot.com». – Режим доступу: <https://public.servicebox.peugeot.com/APddb/index.html>

18. Citroen C-Elysee / Peugeot 301 з 2012 р.: посібник з ремонту та експлуатації [Текст]. – Д. : Моноліт, 2016. – 434 с.

19. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 6.

Надійність ДВЗ [Текст] / За ред. А.П. Марченка, А.Ф Шеховцова. – Харків : Видавн. центр НТУ «ХП», 2004.

20. Термінологічний словник-довідник з трибології, надійності, нанотехнологій [Текст] / Л. Й. Івченко, В. Ю. Черкун, В. І. Кубіч, В. В. Черкун; За заг. ред. Л. Й. Івченко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 116 с.

21. Дяченко, В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В. Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків : НТУ «ХП», 2008. – 488 с.

22. Кубіч, В. І. Особливості конструкції машин з двигунами внутрішнього згорання : Навч. посібник [Текст] / В. І. Кубіч, Г. І. Слинко. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. – 246 с.

23. Транспортні енергетичні установки : навч. посіб. [Текст]/ О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 264 с.

24. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. [Текст] / За ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Харків : Видавн. центр НТУ «ХП», 2004.

ДОДАТОК А
Протокол випробувань
розпирних напівкільць колінчастого валу ДВЗ на твердість

29.11.2024 р. м. Запоріжжя,
Національний університет «Запорізька політехніка».
Випробування проводились на твердомірі фірми Wilson (США).

Зразок 1 – Напівкільце двигуна Peugeot EB2, маркування ППК 1113 095 220 80, зношене.



Робоча сторона – 42; 44 HRC.

Зразок 2 – Напівкільце двигуна Peugeot EB2, маркування ППК 0513 759 141 80, зношене.



Робоча сторона – 5; 10 HRC.

Зразок 3 – Напівкільце MeM3 245.1005183, нове, база – сталь, покриття – алюмінієвий сплав.



Робоча сторона – 7; 10; 11 HRC, тильна сторона – 97; 97,5; 99 HRC.

Зразок 4 – Напівкільце ВАЗ 2101.1005183, маркування Р2, нове, база – сталь, покриття – мідний сплав.



Робоча сторона – 52; 56; 57 HRC, тильна сторона – 39; 50; 59,5 HRC.

Зразок 5 – Напівкільце ВАЗ 2101.1005183, нове, база – сталь, покриття – мідний сплав.



Робоча сторона – 34; 34; 37 HRC, тильна сторона – 76; 84; 93 HRC.

ДОДАТОК Б

АКТ

впровадження результатів роботи

4 грудня 2024 р.

м. Запоріжжя

Склала комісія у складі:

Голови в. о. зав. кафедри «АТД та ГЕУ», к.т.н., доцент Олександр АРТЮХ,члени комісії доцент кафедри «ДВЗ» Наталія ЄВСЄЄВА,
старший викладач кафедри «ДВЗ» Наталя РЯБОШАПКА,
старший викладач кафедри «ДВЗ» Роман СУХОНОС.

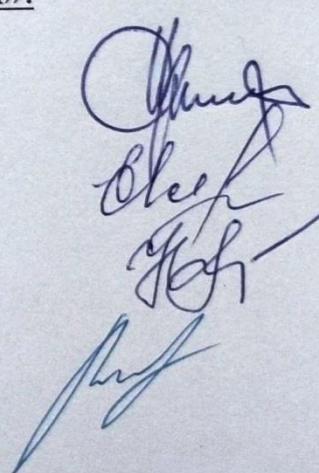
Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення», виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.1 «Дослідження технічного стану вузлів та деталей теплових двигунів в залежності від режимів їх роботи» тематичного плану НДР 01924 на 2024-2025 н.р., та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «АТД та ГЕУ» НУ «Запорізька політехніка».

Вид та обсяг упровадження результати дослідження щодо визначення осьового навантаження, що діє на колінчастий вал чотирьохтактного ДВЗ; величини деформації пружин корзини зчеплення; значення твердості розпірного напівкільця колінчастого валу впроваджено в курс дисципліни «Основи конструювання двигунів внутрішнього згорання» підготовки магістрів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Досягнуті технічні результати, їхній рівень підвищення рівня підготовки фахівців освітньої програми «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Голова комісії

Члени комісії



Олександр АРТЮХ

Наталія ЄВСЄЄВА

Наталя РЯБОШАПКА

Роман СУХОНОС