

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет  
Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

## **Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу зменшення маси поршня на  
характеристики бензинового двигуна

(Research of the effect of reducing the piston mass on the characteristics of a gasoline engine)

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-413м  
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
Освітня програма (спеціалізація)  
«Двигуни внутрішнього згорання»  
СЛОНЕВСЬКИЙ Тихон Феліксович

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

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

СЛОНЕВСЬКИЙ Тихон Феліксович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу впливу зменшення маси поршня на характеристики бензинового двигуна керівник проекту (роботи) д.т.н., професор СЛИНЬКО Георгій Іванович затверджені наказом вищого навчального закладу № 506 від 05.12.2024
  2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12.12.2024 р.
  3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний двигун MeM3-307 номінальною потужністю 51,5 кВт при 5800 хв-1
  4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) провести аналіз літератури за темою дослідження; визначити особливості конструкції поршнів ДВЗ різних типів; визначити сили, що діють на елементи поршневої групи; розглянути особливості конструкції деталей поршневої групи двигуна MeM3-307; розробити методику визначення впливу маси поршня на характеристики бензинового двигуна; визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна; виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі ЦПГ та КШМ; виконати розрахунок на міцність поршня, виготовленого в різних конструктивних варіантах; зробити висновки та рекомендації щодо заміни конструкції поршня.
  5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) В презентації до захисту надано основні відомості про роботу, основні формули розрахункової методики, результати досліджень в табличному та графічному вигляді
-

### 6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько Г.І., професор кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		
нормо-контроль	Слинько В.В., 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. Обґрунтування актуальності дослідження	10.09.2024	
3	Аналіз конструкції двигуна MeM3-307	20.09.2024	
4	Розробка методики дослідження	30.09.2024	
5	Тепловий розрахунок двигуна MeM3-307 на номінальному режимі	10.10.2024	
6	Динамічний розрахунок двигуна MeM3-307 на номінальному режимі	25.10.2024	
7	Розрахунки на міцність поршня двигуна MeM3-307	15.11.2024	
8	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2024	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2024	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту	05.12.2024	
11	Подання роботи до захисту	12.12.2024	

Студент

Керівник проекту (роботи)

\_\_\_\_\_

(підпис)

\_\_\_\_\_

(підпис)

СЛОНЕВСЬКИЙ Т.Ф.

(прізвище та ініціали)

СЛИНЬКО Г.І.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 68 с., 11 табл., 18 рис., 18 джерел, 1 додаток.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, КУТ ВИПЕРЕДЖЕННЯ  
ЗАПАЛЮВАННЯ, НАПОВНЕННЯ, НАПРУЖЕННЯ, ПОРШЕНЬ, СИЛА,  
ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА

В роботі вирішено важливу актуальну проблему дослідження впливу маси поршня 4-тактного ДВЗ на його характеристики. Зменшення маси поршня дозволяє зменшити сили інерції, що діють в циліндропоршневій групі та кривошипно-шатунному механізмі, підвищити рівномірність обертання колінчастого вала двигуна та знизити навантаження в парах тертя. Це дає можливість підвищити номінальні оберти колінчастого вала та збільшити ефективні показники ДВЗ.

Мета даної роботи – дослідити вплив маси поршня на характеристики двигуна MeM3-307.

Об'єкт дослідження – характеристики чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання в залежності від маси поршня.

Предмет дослідження – вплив маси поршня та частоти обертання колінчастого валу на характеристики двигуна MeM3-307.

Роботу виконано в рамках держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.).

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ .....	4
ЗМІСТ .....	5
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	6
ВСТУП .....	7
1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВЗ. ....	9
1.1. Способи форсування бензинових ДВЗ .....	9
1.2. Поршнева група ДВЗ .....	10
1.3 Висновки за розділом .....	14
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ .....	15
2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна .....	15
2.2. Модернізація двигуна .....	17
2.3. Методика проведення досліджень.....	20
2.4 Висновки за розділом .....	21
3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ .....	23
3.1 Тепловий розрахунок.....	23
3.2 Контроль результатів розрахунку .....	32
3.3 Висновки за розділом .....	34
4. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ.....	35
4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму .....	38
4.2 Сили інерції обертових мас.....	39
4.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу .....	41
4.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі .....	45
4.4 Висновки за розділом .....	47
5 ДОСЛІДЖЕННЯ СУМІСНОГО ВПЛИВУ ЗМЕНШЕННЯ МАСИ ПОРШНЯ ТА РІВНЯ ФОРСУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-307 .....	48
5.1 Розрахунок на міцність поршня.....	48
5.2 Сумісний вплив зменшення маси поршня та рівня форсування на характеристики двигуна МЕМЗ-307 .....	56
5.3 Висновки за розділом .....	58
ВИСНОВКИ.....	59
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ .....	61
ДОДАТКИ.....	64

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

к/в – колінчастий вал;

$\lambda$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;

ППС – паливо-повітряна суміш;

кут п.к.в. – кут повороту колінчастого валу;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

ГРМ – газорозподільний механізм;

КВЗ – кут випередження запалювання;

ТНКП – теоретично необхідна кількість повітря;

ЦПГ – циліндро-поршнева група.

## ВСТУП

### **Актуальність теми**

Одним з найбільш ефективних способів підвищення потужності поршневих двигунів є форсування за допомогою зростання номінальної частоти обертання колінчастого валу. При збереженні величини наповнення циліндрів, потужність ДВЗ прямо пропорційна кількості робочих циклів за одиницю часу. Водночас це призводить до зростання інерційних сил, що діють в ЦПГ та КШМ. Зниження маси поршня дає можливість мінімізувати такі негативні явища. Проте питання впливу зменшення маси поршня сумісно з підвищенням номінальної частоти обертання в науковій літературі вивчено недостатньо, тому тематика дослідження є актуальною.

**Мета і завдання дослідження** – дослідити вплив маси поршня на характеристики чотиритактного двигуна (на прикладі двигуна MeM3-307)

Для досягнення мети вирішувалося ряд завдань:

- аналіз способів форсування бензинових чотиритактних двигунів внутрішнього згорання;
- вибір методики проведення експерименту по визначенню сумісного впливу зменшення маси поршневого комплекту та збільшення частоти обертання колінчастого валу на характеристики двигуна;
- розрахунок робочого процесу і показників двигуна (MeM3-307);
- розрахунок на міцність поршневої групи ДВЗ.

**Об'єкт дослідження** – характеристики чотиритактного бензинового двигуна внутрішнього згорання в залежності від маси поршня.

**Предмет дослідження** – робочий процес і сили що виникають в циліндропоршневій групі та кривошипно-шатунному механізмі бензинового двигуна.

**Наукова новизна роботи:**

- отримано розрахункові результати досліджень сумісного впливу зменшення маси поршневого комплексу та збільшення частоти обертання колінчастого валу на характеристики бензинового 4-тактного ДВЗ.

**Практична цінність досягнутих результатів**

Визначено залежності основних сил, що діють в ЦПГ та КШМ двигуна, напружень в основних перерізах поршня та ефективних показників двигуна від рівня форсування методом підвищення частоти обертання колінчастого валу сумісно зі зменшенням маси поршневої групи. Отримати поліпшені експлуатаційні та ефективні показники бензинового ДВЗ MeM3-307: ефективна потужність збільшилась на 15,7 %, при зменшенні питомої ефективної витрати палива на 1,3 % в порівнянні з базовими характеристиками.

Обґрунтовано можливі способи подальшого підвищення потужності досліджуваного ДВЗ за умови підвищення механічних характеристик деталей поршневої групи.

**Особистий внесок дослідника**

1 Виконано попередні розрахунки для визначення вихідних параметрів для розрахунку основних показників ДВЗ.

2. Розроблено методику проведення теоретичних досліджень.

3. Встановлено вплив рівня форсування на характеристики ДВЗ.

# 1 АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВЗ.

## 1.1. Способи форсування бензинових ДВЗ

Розвиток конструкцій ДВЗ йде шляхом підвищення їхньої питомої потужності, надійності і довговічності, зменшення маси і габаритів, удосконалення систем керування та зниження шкідливих викидів і витрати енергоресурсів [13, 14, 15].

Вибір способу форсування ДВЗ залежить в першу чергу від його призначення. Для підвищення питомої потужності двигунів необхідно збільшувати кількість паливо-повітряної суміші, що поступає в двигун, підвищувати ефективність її згорання, та зменшувати механічні втрати. В сучасному двигунобудуванні розробники надають перевагу інтенсифікації наповнення циліндрів, а не збільшенню робочого об'єму циліндрів. Найбільш поширеними способами з яких є наступні: збільшення кількості та розмірів клапанів та каналів газообміну, застосування впускного каналу змінної довжини, регулювання механізму газорозподілу, оптимізація конфігурації впускної системи, застосування привідного, газотурбінного та комбінованого видів наддуву. Це дозволяє поліпшити наповнення циліндра свіжим зарядом, що в свою чергу підвищує потужність двигуна і в цілому його техніко-економічні та експлуатаційні показники [16].

Іншим способом підвищення характеристик є збільшення кількості робочих циклів за одиницю часу за рахунок підвищення номінальної частоти обертання колінчастого валу. При збереженні величини наповнення циліндрів, потужність ДВЗ прямо пропорційна кількості робочих циклів за одиницю часу. Такий спосіб широко застосовується в перегонах та на спортивних версіях серійних автомобілів. Водночас цей підхід призводить до зростання сил інерції, що діють на рухомі частини, і, відповідно, підвищує

вимоги до конструкційних матеріалів деталей ДВЗ та призводить до збільшення механічних втрат.

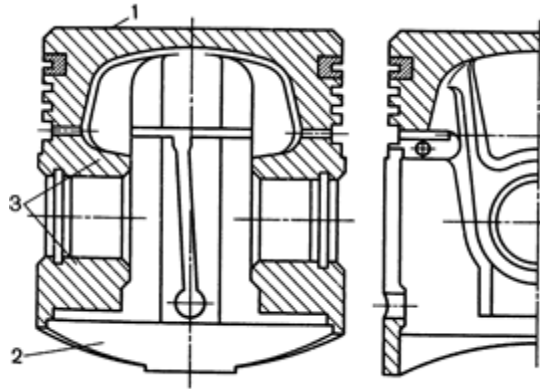
Найбільш ефективним способом боротьби з силами інерції в ДВЗ є зменшення маси частин, що рухаються зворотно-поступально. До них входить поршнева група, та частина маси шатуна, що з'єднується з поршневим пальцем. За більш ніж сторічний досвід вдосконалення конструкції ДВЗ з'явилося безліч конструкцій, які при грамотному підборі дозволяють значно знизити масу поршня.

## **1.2. Поршнева група ДВЗ**

Поршнева група будь-якого двигуна складається з поршня, поршневих кілець, поршневого пальця. Залежно від особливостей конструкції вона включає додатково деталі фіксації пальця від осьових переміщень та деталі системи охолодження поршня.

Поршень - найважливіша та одна з найбільш напружених деталей двигуна. Він є однією з деталей, що утворюють камеру згоряння двигуна, забезпечує її герметичність, що передає силу тиску газів шатуну; у двотактних двигунах поршень виконує також функції розподільчого пристрою, керуючи відкриттям впускних та випускних вікон у циліндрі. [17]

Поршень (рис.1.1) має головку з днищем 1, юбку 2, канавки для поршневих кілець і бобишки 3 для установки поршневого пальця. Під час руху поверхнею циліндра. З огляду на високі температури поверхні днища поршня знижуються допустимі напруги його матеріалу, що може у виняткових випадках привести до утворення тріщин. роботу та веде до збільшення витрати палива, олії та зносу канавок, а також інших неприємних наслідків[17]. Поршень є досить складною деталлю як щодо самої конструкції, так і щодо технології та підбору матеріалу при його виготовленні.[7]



1 – днище; 2 – юбка; 3 – бобишка.

Рисунок 1.1 – Поршень автомобільного двигуна з примусовим запалюванням

Основними тенденціями вдосконалення поршнів сучасних двигунів є зниження їх масогабаритних параметрів, підвищення міцності та зносостійкості, а також зниження коефіцієнта лінійного розширення, що є дуже важливим для отримання мінімального теплового зазору між поршнем і циліндром без заклинювання [7].

Поршні автотракторних двигунів виготовляються переважно з алюмінієвих сплавів і рідше з чавуну. Як алюмінієві сплави використовувалися евтектичні сплави алюмінію з кремнієм, вміст якого в сплаві не перевищував 12 - 13%. Проте постійно зростаючий рівень форсування двигунів, особливо двигунів з турбонаддувом і дизелів, вимагав переходу більш термоміцні матеріали виготовлення поршнів. В даний час нові двигуни мають поршні, виготовлені із заевтектичних сплавів алюмінію з кремнієм, вміст якого досягає 18 і більше відсотків. Для покращення фізико-механічних властивостей заевтектичних сплавів застосовується їх легування нікелем, магнієм, міддю, хромом та спеціальні технології лиття або гарячого штампування.

Чавунні поршні в порівнянні з алюмінієвими мають більш високі показники твердості, зносостійкості та жароміцності, а також однаковим коефіцієнтом лінійного розширення з матеріалом гільзи циліндра. Однак

велика щільність чавунного поршня не дозволяє його використовувати для високооборотних двигунів. поршні із алюмінієвих сплавів.

Подальше вдосконалення поршнів передбачає широке використання їх виготовлення композиційних матеріалів. Основу цих матеріалів складають легкі і не дуже міцні матеріали (наприклад, алюміній), які насичуються високоміцними полімерними, керамічними або металевими волокнами. Ці волокна як жорстко пов'язують молекули основного матеріалу, а й сприймають значне навантаження як механічну, і теплову. Перспективним є армування елементів поршня керамічними волокнами з оксиду алюмінію  $Al_2O_3$  і діоксиду кремнію  $SiO_2$  що сприяє високій термічній стабільності поршня.

При конструюванні поршнів величину його верхньої частини  $h_1$  вибирають, виходячи із забезпечення однакового тиску опорної поверхні поршня по висоті циліндра та міцності бобишек, ослаблених отворами для пропускання оливи. Висота головки поршня  $h_T$ , що включає вогневий пояс  $e$ , встановлюється виходячи із забезпечення нормального температурного режиму її елементів-товщини днища поршня і розміщення компресійних та маслосійомних кілець. Висота юбки  $h_{ю}$  визначається величиною необхідного теплового зазору між спідницею поршня і циліндром. Чим менший цей зазор, тим коротше можна зробити юбку поршня, зменшивши її масу [7].

При роботі двигуна температура потоку палива-повітряної суміші, що горить, омиває днище поршня, сильно змінюється від мінімальної при пуску і прогріві двигуна до максимальної на режимах найбільших навантажень. При цьому максимальну температуру має днище поршня, а мінімальну юбка. З урахуванням такого розподілу температури, профіль поршня по висоті виконується однією з наступних форм: ступінчастою, конічною або лекальною.

Значна частина теплового потоку від днища та вогневого пояса поршня швидко йде в стінку циліндра через поршневі кільця і лише частина теплоти передається в бобишкам, а потім і в юбку поршня. При цьому відведення

теплоти від бобишок значно менше ніж від стінок юбки, які контактують зі стінками циліндра. В результаті по осі бобишек поршень розширюється значно більше і стає овальним. Оптимальна форма поршня для двигуна, що знову проектується, підбирається в результаті копітких і тривалих експериментів.

Поршень встановлюють у циліндрі двигуна із зазором, проте перегрів поршня може викликати задираки на бічній поверхні і навіть заклинювання поршня в циліндрі. Для зменшення сил інерції, що виникають внаслідок зворотно-поступального руху поршня, його маса повинна бути якомога менше, що досягається в першу чергу застосуванням алюмінієвих сплавів для виготовлення поршнів. Однак у форсованих за величиною середнього ефективного тиску двигунах, коли міцність алюмінієвих сплавів виявляється недостатньою, застосовують чавунні, сталеві та часто складові конструкції поршнів [17].

За конструкцією поршні значно різняться залежно від типу та призначення двигуна, на якому вони застосовуються. Поршні двигунів з примусовим займанням, зокрема з системою розподіленого впорскування палива, відрізняються мінімальною товщиною стінок, що при використанні як матеріалів виключно легких сплавів забезпечує легкість конструкції. Поршні таких двигунів мають, як правило, плоске днище 1 (рис.1.1).

Поршні автомобільних та тракторних дизелів більш масивні, що пов'язано з великими механічними та тепловими навантаженнями, що діють у дизелях. Форма днища може бути різною та залежить від прийнятого типу камери згоряння [17].

Найбільш загальними конструктивними та технологічними напрямками при розробці поршнів сучасних двигунів є:

- Зменшення відстані від днища поршня до осі бобишек з метою зниження висоти та маси двигуна;
- зменшення висоти юбки поршня та зниження ваги за рахунок вирізів у найменш навантажених місцях (X-подібні поршні);

- нанесення на днище та верхню канавку поршня зносо- та термостійкого покриття, що перетворює поверхневий шар алюмінію в кераміку  $Al_2O_3$ ;
- зниження теплового розширення поршня за рахунок заливки в нього сталевих терморегулювальних вставок;
- зменшення зовнішнього та внутрішнього діаметрів пальців; перехід на плаваючі пальці малої довжини з фіксацією шатуна від осьових переміщень у бобишках поршня;
- зниження висоти кілець;
- застосування спеціальних конструктивних та технологічних елементів, що покращують мастило та зменшують знос пари: поршень-циліндр [7].

### **1.3 Висновки за розділом**

Зменшення маси поршня дозволяє знизити інерційні сили, що виникають в двигуні, що покращує врівноваженість та зменшує механічні втрати. Для покращення характеристик двигуна слід форсувати двигун підвищенням кутової швидкості колінчастого валу, зростання інерційних сил від росту прискорень буде компенсуватись зниженням маси рухомих частин.

Для визначення впливу маси поршня на характеристики бензинового двигуна необхідно вирішити ряд задач:

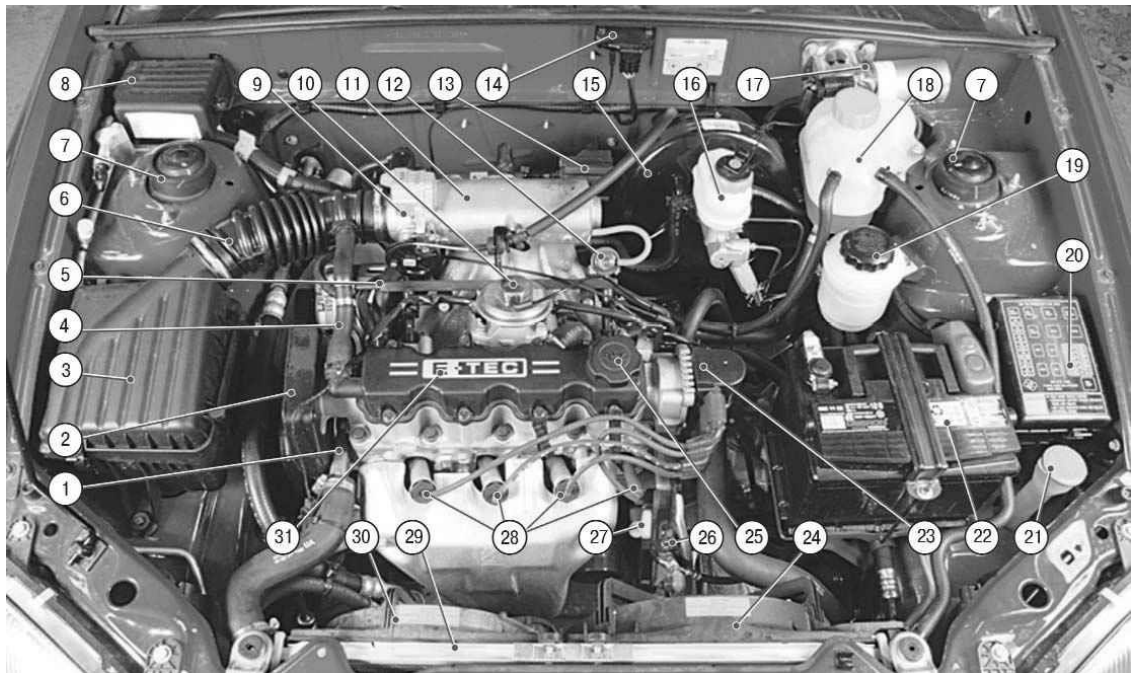
- виконати тепловий та динамічні розрахунки ДВЗ;
- провести перевірочні розрахунки на міцність поршня для різних варіантів їхньої маси;
- встановити допустимі конструктивні розміри полегшених поршнів.

## 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

### 2.1 Конструкція і технічна характеристика базового двигуна

Двигуни МеМЗ-307 (рис.2.1) - поперечні чотирициліндрові з системою розподіленого електронного уприскування. МеМЗ-307 - базовий силовий агрегат з системою розподіленого впорскування палива для автомобілів ЗАЗ «Сенс» і «Соло». Об'єм двигуна 1.298 л, потужність 70 к. с. (51,5 кВт). Двигун має ступінь стиснення 9,8 і розрахований на бензин з октановим числом не менше 95.

Циліндри двигуна розташовані вертикально в ряд, об'єднані разом з верхньою частиною картера і являють собою єдиний виливок – блок циліндрів. При такій компоновці забезпечується міцність конструкції, жорсткість, компактність, надійність і зменшується маса двигуна. Протоки для охолоджуючої рідини зроблені по всій висоті циліндрів, що поліпшує охолодження поршнів і поршневих кілець і зменшує деформації блоку від нерівномірного нагрівання.





1 - кришка гнізда термостата; 2 - кришка приводу газорозподільного механізму; 3 - повітряний фільтр; 4 - шланг системи вентиляції картера двигуна; 5 - паливна рампа; 6 - повітропідвідний рукав; 7 - верхня опора стійки; 8 - захисна кришка колодок джгута проводів моторного відсіку; 9 - дросельний вузол; 10 - клапан рециркуляції відпрацьованих газів; 11 - впускна труба; 12 - регулятор тиску палива; 13 - паливний фільтр; 14 - датчик абсолютного тиску повітря у впускній трубі; 15 - вакуумний підсилювач гальм; 16 - бачок головного гальмівного циліндра; 17 - моторедуктор склоочисника; 18 - розширювальний бачок системи охолодження двигуна; 19 - бачок системи гідравлічного підсилювача рульового управління; 20 - монтажний блок реле і запобіжника; 21 - наливна горловина бачка омивача вітрового скла; 22 - акумуляторна батарея; 23 - котушка запалювання; 24 - кожух основного електроventильатора системи охолодження; 25 - пробка маслоналивної горловини; 26 - робочий циліндр гідроприводу виключення зчеплення; 27 - покажчик (щуп) рівня масла в системі змащення двигуна; 28 - свічки запалювання; 29 - радіатор системи охолодження двигуна; 30 - кожух додаткового електроventильатора системи охолодження; 31 – двигун

Рисунок 2.1 – Підкапотний простір автомобіля Daewoo Sens

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна MeM3-307

№ з/п	Показники	Характеристики
1	Тип	4 – х тактний
2	Число циліндрів і їх розташування	4 – х циліндровий, рядний
3	Порядок роботи	1 – 3 – 4 – 2
4	Газорозподільний механізм	Привід клапанів рокерами від одного розподільного валу
5	Робочий об'єм двигуна $V_h$ , л	1,3
6	Діаметр циліндра $D$ , мм	75
8	Ступінь стиснення $\epsilon$	9,8
9	Номінальна потужність (ефективна потужність, що гарантується заводом-виробником) $N_e$ , кВт	51,5 (при $n = 5800 \text{ хв}^{-1}$ )
10	Максимальний крутний момент $M_{k \text{ max}}$ , Н·м	112,7
11	Мінімальна частота обертання холостого ходу $n_{\text{min}}$ , $\text{хв}^{-1}$	870...940
12	Сорт палива	Бензин А – 95

## 2.2. Модернізація двигуна

У даній роботі тепловий розрахунок виконується для режиму номінальної потужності, тобто для потужності встановленої підприємством-виробником при повному навантаженні і номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна, виготовленого, відрегульованого і обкатаного відповідно до технічної документації.

Першим етапом проектування двигуна є тепловий розрахунок за допомогою фізико-математичної моделі робочого циклу ДВЗ другого рівня [10] використаної для теоретичного аналізу характеристик двигуна MeM3-307 для визначення його індикаторних і ефективних показників.

Підвищення показників 4-х циліндрового двигуна, можливе за рахунок зниження мас деталей, що рухаються зворотно-поступально, та підвищення

частоти обертання колінчастого валу. Зниження маси поршневої групи ДВЗ компенсує зростання інерційних сил, що діють на поршень. Це, в свою чергу дає змогу підвищити потужність силової установки за рахунок збільшення кількості робочих циклів за одиницю часу. При форсуванні ДВЗ за рахунок збільшення кутової швидкості колінчастого валу необхідно зберігати баланс між масою рухомих частин та їхньою міцністю.

Таким чином, для вирішення цього завдання необхідно визначити допустимі межі підвищення частоти обертання колінчастого валу та зниження маси поршневої групи, виконати тепловий розрахунок базового двигуна MeM3-307 та визначити сукупний вплив від зниження маси поршня та підвищення швидкісних характеристик двигуна на його характеристики.

На ринку представлені два варіанти поршнів для двигунів MeM3-307. Перший – це стандартні литі зі сталевими вставками проти теплових розширень з циліндричною юбкою масою близько 0,55 кг. Такі деталі виготовлялися на Мелітопольському моторному заводі, зараз в наявності поршні від заводу «Дружба» та виробництва КНР (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Стандартний поршень MeM3-307 з циліндричною юбкою

Другий варіант – литі поршні з Т-подібною юбкою без термокомпенсаційного сталевого кільця виробництва компаній «ТРТ» та «Автрамат» масою близько 0,4 кг рис.2.3



Рисунок 2.3 – Поршні MeMZ-307 з Т-подібними юбками

Завдяки механічній обробці заводських варіантів поршнів з видаленням частини матеріалу з внутрішньої сторони днища поршня (рис. 2.4), юбки, за допомогою скруглення кутів та збільшення кількості або діаметру отворів для відведення моторної оливи з канавки маслозйомного кільця можливо знизити масу поршня приблизно до 0,33 кг



Рисунок 2.3 – Поршень MeMZ-307 після ручної механічної обробки для зниження маси

Для подальшого зниження маси поршня потрібно проектувати нову деталь з урахуванням бажаних характеристик. Штамповані поршні гоночних автомобілів (рис.2.5) можуть мати двократну різницю в масі в порівнянні з заводськими виробами. Це досягається за рахунок використання розвинених ребер жорсткості, зменшення висоти жарового поясу та товщини поршневого кільця. Ребра на днищі поршня зменшують площу, на яку діють газові сили

та сили інерції та перерозподіляють навантаження від днища поршня до поршневого пальця.



Рисунок 2.5 – Поршень гоночного автомобіля

### 2.3. Методика проведення досліджень

Дослідження впливу маси поршня двигуна MeM3-307 на його характеристики розроблена наступна методика.

1. За методикою [18] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation виконати розрахунок термодинамічного циклу двигуна на номінальному режимі роботи, під час якого визначається тиск та температура робочого тіла в циліндрі протягом циклу для п'яти варіантів частоти обертання к/в. Для зручності відображення впливу маси поршня на характеристики двигуна введено поняття коефіцієнту маси поршня  $k_{m_p}$ , максимальне значення якого відповідає базовому двигуну –  $k_{m_p} = 1$ , а мінімальне – двократному зменшенню маси поршня –  $k_{m_p} = 0,5$ .

2. За методиками [7, 18] виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі роботи, під час якого визначаються сили та моменти, що діють на деталі ЦПГ та КШМ двигуна для п'яти варіантів кутових швидкостей к/в та п'яти варіантів маси поршня.

3. За методикою [2] виконати перевірочний розрахунок на міцність

поршня. Розрахувати значення напружень в основних розрахункових перерізах з урахуванням зміни товщини конструктивних елементів та величин інерційних сил від збільшення кутової швидкості к/в.

4. Визначити сумісний вплив зменшення маси поршня та форсування двигуна збільшенням номінальної частоти обертання колінчастого валу на характеристики двигуна MeM3-307.

5. Порівняти отримані результати, зробити висновки щодо впливу маси поршня двигуна MeM3-307 на його характеристики, надати рекомендації.

Підготовка вихідних даних проводиться на підставі технічних вимог на проектування, аналізу кінематичної схеми, силової характеристики, режимів роботи і параметрів робочого середовища, а також умов експлуатації, транспортування, зберігання і вартості. При цьому повинні бути враховані конструктивні рішення.

Вихідними даними для проектного розрахунку впливу зміни маси поршня на характеристики двигуна є:

- маса поршня;
- номінальна частота обертання валу,  $\text{хв}^{-1}$ ;
- конструктивні розміри поршня;

При обмеженнях:

- по допустим напруженням в основних розрахункових перерізах поршня;
- по збереженню сталого наповнення при зміні частоти обертання.

## 2.4 Висновки за розділом

Розроблена методика дозволяє дослідити вплив маси поршня двигуна MeM3-307 на його характеристики. Після аналізу отриманих результатів буде розроблено рекомендації щодо доцільності зміни конструктивних параметрів

поршня в 4-тактному бензиновому ДВЗ.

### 3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

#### 3.1 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок двигуна представляє основні труднощі в тому, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість факторів. Розрахунок проводиться з використанням програми Engine Calculation, заснованій на фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ [2].

Виконано термодинамічний розрахунок робочого циклу 4-тактного бензинового двигуна MeM3-307 на номінальному режимі роботи. Розрахунок виконуємо відповідно до методики [2]. За результатами розрахунку отримано параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна.

Згідно до технічних характеристик двигуна MeM3-307 (див. табл. 2.1) приймаємо вихідні дані для розрахунку:

- число циліндрів  $i = 4$ ;
- тактність – 4-тактний;
- розташування циліндрів – в ряд;
- діаметр циліндра  $D = 0,075$  м.
- хід поршня  $S = 0,0735$  м.
- робочий об'єм циліндра  $V_h = 0,0003249$  м<sup>3</sup>.
- потужність  $N_e = 51,5$  кВт;
- частота обертання валу  $n = 5800$  хв<sup>-1</sup>;
- тиск повітря  $p_k = 101,3$  кПа;
- температура повітря  $T_o = 293$  К;
- ступінь стиснення  $\varepsilon = 9,8$ ;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра  $S/D = 0,98$ ;
- паливо – бензин.

– теплота згорання палива (бензину)  $H_{\text{чг}} = 44$  МДж/кг.

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

Площа поршня – це площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра, вона дорівнює:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 0,004418 \text{ м}^2 \quad (3.1)$$

і може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня.

Радіус кривошипа  $r_{\text{к}}$  розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_{\text{к}} = 0,03675 \text{ м.}$$

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,03675}{0,120} = 0,3063, \quad (3.2)$$

де  $L_{\text{ш}} = 0,120$  м – довжина шатуна.

Величина  $\lambda_{\text{к}}$  вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ  $\lambda_{\text{к}} = 0,25 \dots 0,32$ . Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектованого двигуна довжина шатуна  $L_{\text{ш}} = 0,120$  м.

Площа поверхні теплообміну поршня бензинових ДВЗ:

$$F'_{\text{п}} = (1,0 \dots 1,1)F_{\text{п}} = 1,1 \cdot 0,004418 = 0,00486 \text{ м}^2. \quad (3.3)$$

Площа теплообміну поршня  $F'_{\text{п}}$  залежить від конфігурації його днища  $F'_{\text{п}} > F_{\text{п}}$ , так як на поршні виконується спеціальна проточка для клапанів.

Площа теплообміну кришки  $F_{\text{к}}$  залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_{\Pi} = 1,3 \cdot 0,004418 = 0,005743 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_{\Pi}^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,075^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8-1} = 0,0000369 \text{ м}^3. \quad (3.5)$$

Наддув двигуна.

Проектується двигун без наддуву. Тиск на вході в двигун.  
 $p_k = 101300 \text{ Па}$ .

Температура повітря на вході в двигун відповідає температурі навколишнього середовища

$T_0 = 293 \text{ К}$  – температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101300$  – атмосферний тиск Па.

Регульовальні дані.

Кут початку згоряння  $\varphi_c$  залежить від кута випередження запалювання  $\varphi_{оп}$  в бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ. Для бензинових ДВЗ:

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 27^\circ = 333^\circ, \quad (3.6)$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$  — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектного двигуна  
 $\Delta\varphi_{оп} = 27^\circ$ .

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 333^\circ - 60^\circ = 273^\circ. \quad (3.7)$$

Для бензинових ДВЗ  $\Delta\varphi_{сг} = 40^\circ \dots 60^\circ$  на прототипі проектного двигуна  $\Delta\varphi_{сг} = 60^\circ$ ,

Режимні данні.

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання валу  $n$ :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5800}{60} = 607,4 \text{ с}^{-1}. \quad (3.8)$$

Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  на номінальному режимі вибирається за індивідуальним варіантом виходячи з типу використовуваного палива:

Для бензинових ДВЗ:  $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ , [2]; приймаємо  $\alpha = 0,85$ .

Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003249 \cdot 1,205 \cdot 0,6942 = 0,0002716 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (3.9)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (3.10)$$

де  $R$  – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r} = \\ &= \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 20 + 0,1 \cdot 1100} = 0,6942, \end{aligned} \quad (3.11)$$

де  $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_{\text{к}} = 0,1 \cdot p_{\text{к}} = 0,1 \cdot 101300 = 10130 \text{ Па}$  – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 0 \dots 40 \text{ К}$  – підігрів заряду на впуску, причому  $\Delta T = (0 \dots 20) \text{ К}$  – для дизельних ДВЗ, приймається  $\Delta T = 20 \text{ К}$ ;

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

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$  – приймається  $T_r = 1100 \text{ К}$  – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0002716}{0,85 \cdot 14,96} = 0,00002136 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (3.12)$$

де  $l_0 = 14,96 \text{ кг/кг}$  – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (бензин).

Середня температура стінок  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймається для деталей з алюмінієвих сплавів  $T_w = 420 \dots 470 \text{ К}$ , зі сталі і чавуну –  $T_w = 550 \dots 650 \text{ К}$ . Приймається  $T_w = 600 \text{ К}$ .

Початкові умови.

До початкових умов відносяться всі параметри робочого тіла на початку рахунку. У даній ФММ початок рахунку відповідає точці "а" на індикаторній діаграмі, при положенні поршня у НМТ і куті повороту кривошипа  $\varphi = 180^\circ$ , початок відліку кута  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

Початковий тиск:

$$p_a = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па}. \quad (3.13)$$

Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 20 + 0,1 \cdot 1100) = 384,5 \text{ К.} \quad (3.21)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,1) \cdot 0,0002716 = 0,0002988 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (3.14)$$

Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003249 = 0,0003616 \text{ м}^3. \quad (3.15)$$

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

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (3.16)$$

$$91170 \cdot 0,0003616 = 287 \cdot 0,0002988 \cdot 384,5;$$

$$32,97 \text{ Дж} = 32,97 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{32,97 - 32,97}{32,97} \cdot 100\% = 0\%. \quad (3.17)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4%,

Дані до динамічного розрахунку,

Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси поступально рухомих і обертових частин.

Приведена маса поступально рухомих частин включає в себе масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частина маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,552 + 0,25 \cdot 0,707 = 0,729 \text{ кг}, \quad (3.18)$$

де коефіцієнт (0,2 ... 0,3) представляє частину маси шатуна, віднесені до осі поршневого пальця,

З [7, табл. 8.1], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,00486 = 0,55 \text{ кг}, \quad (3.197)$$

де  $m'_{\Pi} = m_{\Pi}/F_{\Pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$  [7, табл.8.1].

Приймаємо  $m'_{\Pi} = 125 \text{ кг/м}^2$ ;

$F_{\Pi}$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 160 \cdot 0,00486 = 0,707 \text{ кг}, \quad (3.20)$$

де  $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$  [7, табл.8.1].

Приймаємо  $m'_{\text{ш}} = 160 \text{ кг/м}^2$ .

Тепловий розрахунок на цьому завершується, дані теплового розрахунку використовуються в динамічному розрахунку,

10. Розрахунковий крок дорівнює  $\Delta\varphi = 1^\circ$ .

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми DVS-2.

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	
		Номинальний режим	Позначення та одиниці виміру
1	Код двигуна	0	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	44000000	$H_{шт}, ДЖ/КГ$
	2.Показник процесу згорання	3,2	$m_1$
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	$i$
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,075	$D, м$
	4.Площа поршня	0,004418	$F_{п}, м^2$
	5.Радіус кривошипа	0,03675	$r_k, м$
	6.Відношення $\lambda=r_k / L_{ш}$	0,3063	$\lambda_k$
	7.Площа теплообміну поршня	0,00486	$F'_{п}, м^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,005743	$F_k, м^2$
9.Об'єм камери стиснення	0,0000369	$V_c, м^3$	
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	101300	$p_k, Па$
	2.Температура наддувочного повітря	293	$T_k, К$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	333	$\varphi_c, град$
	2.Кут кінця згорання	393	$\varphi_z, град$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	607,4	$\omega, рад/с$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	0,85	$\alpha$
	3.Циклова подача палива	0,00002136	$m_{тп}, кг/цикл$
	4.Середня температура стінок	600	$T_w, К$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	91170	$p_a, Па$
	2.Температура	384,5	$T_a, К$
	3.Маса робочого тіла	0,0002988	$m_a, кг/цикл$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,0003616	$V_a, м^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
1.Маса частин, що рухаються поступально	0,729	$m_a, кг$	
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Магістрант

Тихон СЛОНЕВСЬКИЙ

Керівник

Георгій СЛИНЬКО

Таблиця 3.2 – Вихідні параметри для розрахунків

№	Параметр	Позначення	Змінні параметри				
			1	0,88	0,75	0,62	0,5
1	Коефіцієнт маси поршня	$k_{m_{п}}$	1	0,88	0,75	0,62	0,5
2	Коефіцієнт маси поршневого комплекта	$k_{m_{пк}}$ , $кг \cdot м^{-2}$	125	110	94	78	63
3	Номинальна частота к/в	$n$ , $хв^{-1}$	5800	6000	6200	6400	6600
4	Кутова швидкість валу	$\omega$ , $с^{-1}$	607,4	628	649,3	670,2	691,2

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 27,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 109,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній за цикл ефективний момент для всього двигуна (з урахуванням механічного ККД):

$$(M_e)_{cp} = 81,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ефективний крутний момент на валу (за даними теплового розрахунку):

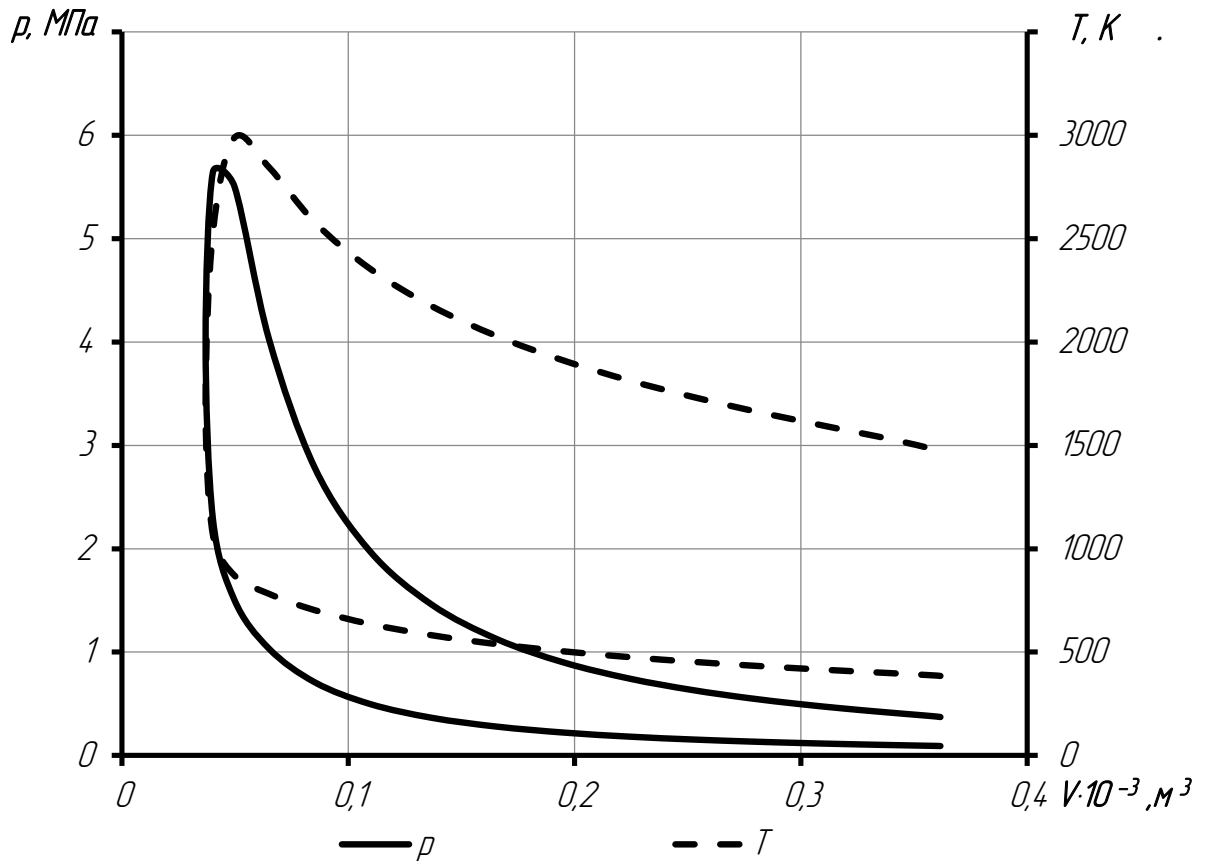
$$M_e = 85,14 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Після введення числових значень з табл. 3.1 в комп'ютер і за допомогою стандартної програми DVS-2, отримуємо протоколи для номінального режиму, виконані на трьох аркушах формату А4. На одному з листів наведені дані теплового розрахунку, на інших двох - дані динамічного розрахунку. Протоколи розрахунків представлені у додатку А

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипа  $\varphi$ , причому слід мати на увазі, що розрахунок виконаний з кроком інтегрування  $\Delta\varphi = 1^\circ$ , а запис в протоколі зроблено з кроком  $\Delta\varphi = 10^\circ$  (з метою скорочення протоколу).

В кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники: індикаторна робота циклу  $L_i$ , середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ .

За даними теплового розрахунку будують індикаторні діаграми в системах координат  $p - V$  і  $T - V$  (рис.3.1).



$p$  – тиск, Па,  $T$  – температура, К,  $V$  – об'єм,  $\text{м}^3$

Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма

### 3.2 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 3.1) індикаторна робота циклу  $L_i = 356,6$  Дж/цикл,

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (3.29)$$

$$N_e = 4 \cdot 356,6 \cdot \frac{96,7}{2} \cdot 0,75 = 51,71 \text{ кВт},$$

де  $n = 5800 \text{ мин}^{-1} = 96,7 \text{ с}^{-1}$ ,

$\eta_m$  – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для бензинових ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80;

$\eta_m = 0,75$  – прийнято по прототипу проектованого двигуна.

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{51,71 - 51,5}{51,5} \cdot 100\% = 0,4078\%. \quad (3.30)$$

Результати розрахунку задовільні, так як в подібних розрахунках допустима похибка становить  $\pm 15\%$ .

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,098 \cdot 0,75 = 0,8237 \text{ МПа}. \quad (3.31)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,379 \cdot 0,75 = 0,2846. \quad (3.32)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,216}{0,75} = 0,2875 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (3.33)$$

### 3.3 Висновки за розділом

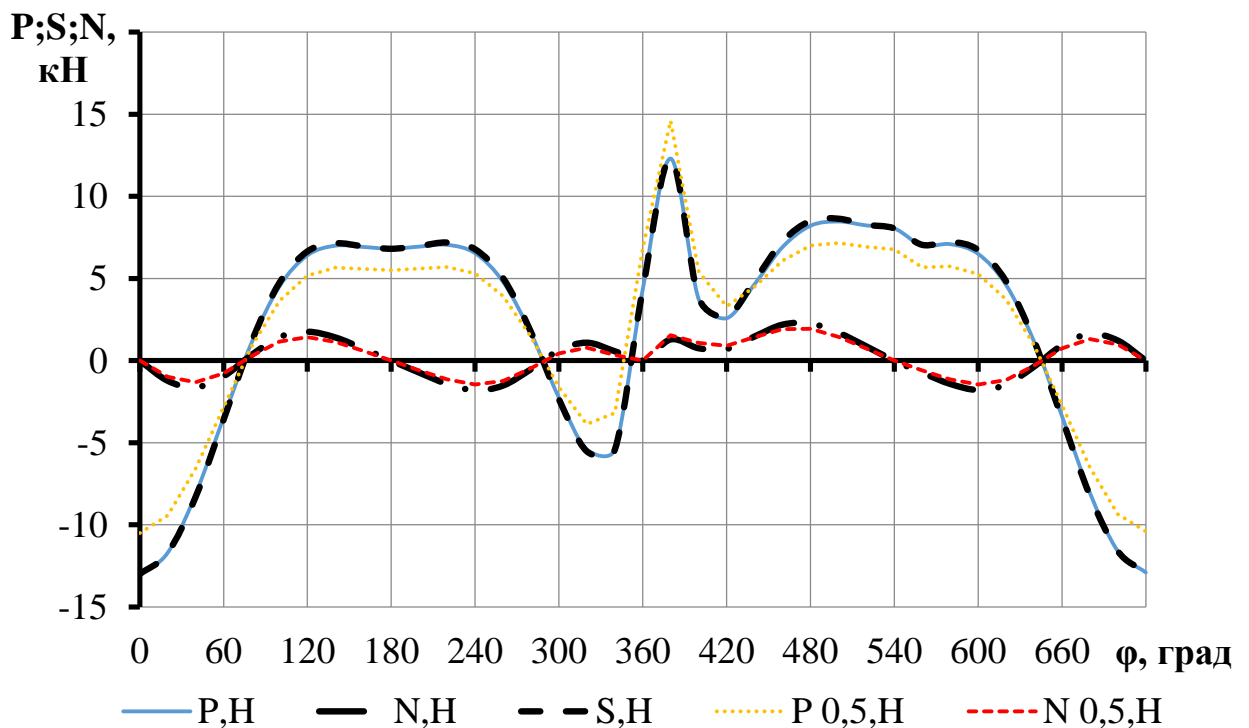
Розраховані індикаторні показники двигуна MeM3-307 відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [18]. Розраховані ефективні показники двигуна MeM3-307 на номінальному режимі: ефективна потужність  $N_e = 51,71$  кВт; ефективна питома витрата палива  $g_e = 0,2875$  кг/(кВт·год); середній ефективний тиск  $p_e = 0,8237$  МПа; ефективний ККД  $\eta_e = 0,2846$ . Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,5 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

За результатами теплового розрахунку можна виконати динамічний розрахунок двигуна MeM3-307.

## 4. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

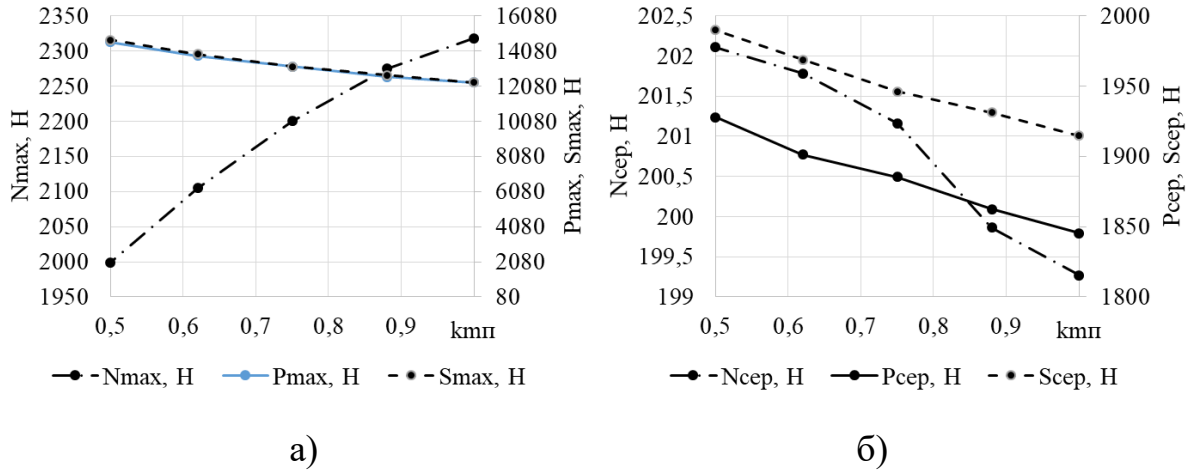
Динамічний розрахунок двигуна виконують за методикою [2] з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму. Розрахунок виконано для п'яти значень маси поршня та п'яти варіантів кутових швидкостей. Розрахунки представлені для базового двигуна, на графічних залежностях додатково представлені результати для найменшої маси і найбільшої швидкості (табл.3.1).

За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень  $P_p$ , бічної сили на поршень  $N$  і сили на шатун  $S$  від кута повороту к/в  $\varphi$  (рис. 4.1), а також від значення коефіцієнту маси поршня  $k_{m_p}$  (рис.4.2), нормальної сили на кривошип  $K$  і тангенціальної сили на кривошип  $T$  кута повороту к/в  $\varphi$  (рис. 4.3) , а також від значення коефіцієнту маси поршня  $k_{m_p}$  (рис.4.4).



$P$  – сумарна сила, що діє на поршень, Н;  $N$  – бічна сила, що діє на поршень, Н;  $S$  – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

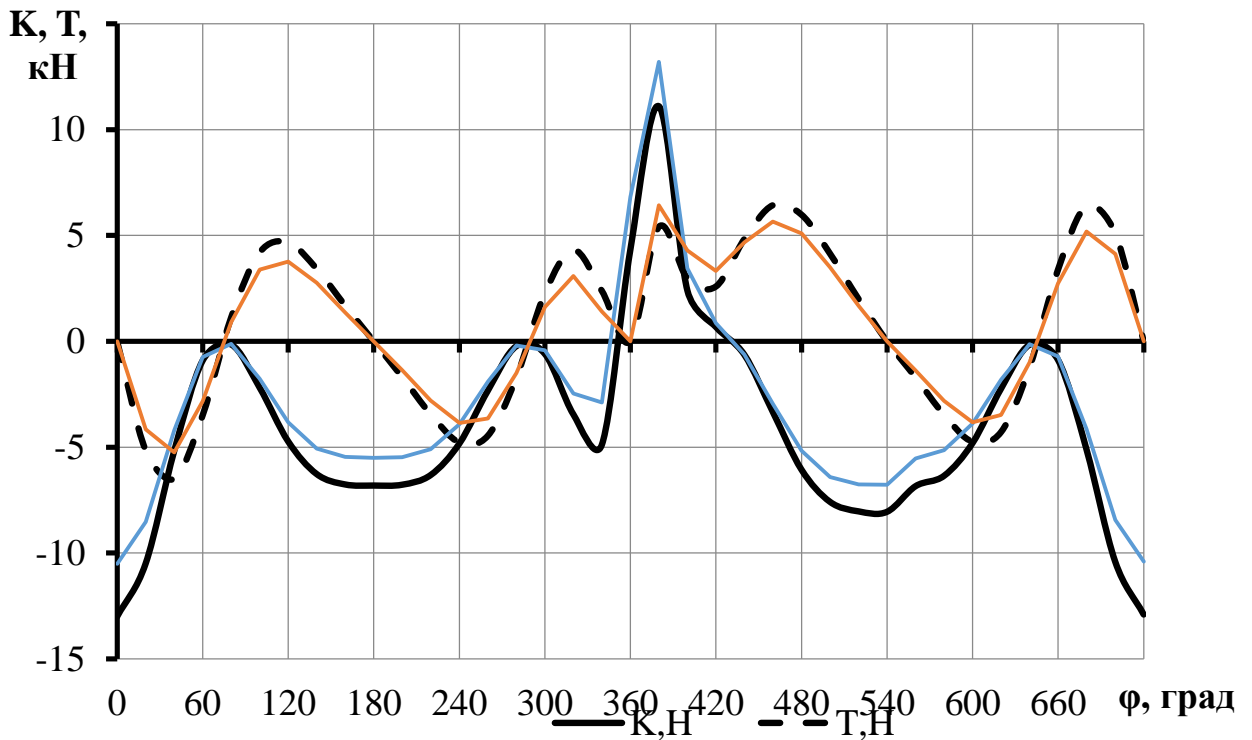
Рисунок 4.1 – Сили, що діють на поршень і шатун при  $k_{m_p} = 1$  і  $k_{m_p} = 0,5$



$P$  – сумарна сила, що діє на поршень, Н;  $N$  – бічна сила, що діє на поршень, Н;  $S$  – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

Рисунок 4.2 – Залежності значень сил, що діють на поршень і шатун від коефіцієнту маси поршня  $km_p$

- а) – максимальні значення сил, що діють на поршень і шатун;
- б) – середні значення сил, що діють на поршень і шатун;



$T$  – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н;  $K$  – нормальна сила, що діє на кривошип, Н

Рисунок 4.3 – Сили, що діють на кривошип при  $km_p = 1$  і  $km_p = 0,5$

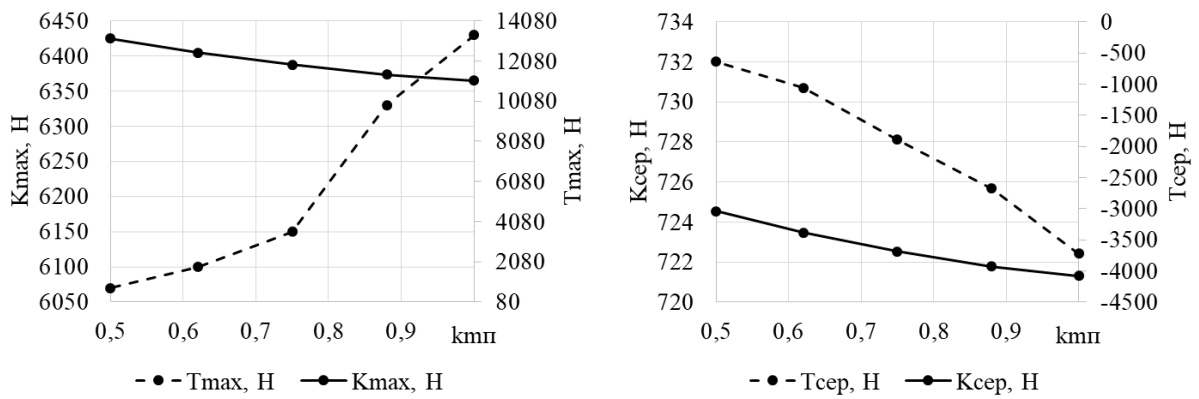


Рисунок 4.4 – Залежності значень сил, що діють на на кривошип від коефіцієнту маси поршня  $k_{m_p}$

- а) – максимальні значення сил, що діють на поршень і шатун;
- б) – середні значення сил, що діють на поршень і шатун;

З аналізу рис.4.1 видно, що завдяки зменшенню маси поршня знижується інерційна складова, сил що діють на поршень і шатун, але дещо зростає газова складова за рахунок збільшення кутової швидкості  $\omega$  і зростання максимального тиску в циліндрі.

При цьому з аналізу рис.4.2 випливає, що максимальне і середнє значення бічної сили  $N$ , що діє на поршень поводяться протилежно. Так максимальне її значення падає зі зменшенням маси поршня і одночасним зростанням кутової швидкості  $\omega$ . А середнє значення тієї ж сили навпаки зростає.

З аналізу рис.4.3 так як і з рис.4.1 виходить, що зменшення маси поршня одночасно зі зростанням кутової швидкості  $\omega$  призводить до зниження інерційної складової та зростання газової складової сил що діють на кривошип.

Середні та максимальні значення сил, що діють на кривошип мають аналогічні залежності, що й сили, що діють на поршень. Зниження пікових значень сил матиме позитивний вплив на втрати на тертя, знос та надійність деталей ЦПГ.

#### 4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас.

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,004418 = 0,552 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

де  $m'_{\Pi} = m_{\Pi}/F_{\Pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$ . Приймається  $m'_{\Pi} = 125 \text{ кг/м}^2$ ;  
 $F_{\Pi}$  – площа поршня,  $\text{м}^2$ .

Маса шатуна:

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi} = 160 \cdot 0,004418 = 0,707 \text{ кг}, \quad (4.2)$$

де  $m'_{\text{Ш}} = m_{\text{Ш}}/F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ . Приймається  $m'_{\text{Ш}} = 160 \text{ кг/м}^2$ .

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot m_{\text{Ш}} = 0,25 \cdot 0,707 = 0,177 \text{ кг}. \quad (4.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{ШК}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{Ш}} = (1 - 0,25) \cdot 0,707 = 0,53 \text{ кг}. \quad (4.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{К}} = m'_{\text{К}} \cdot F_{\Pi} = 175 \cdot 0,004418 = 0,773 \text{ кг}, \quad (4.5)$$

де  $m'_{\text{К}} = m_{\text{К}}/F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ . Приймається  $m'_{\text{К}} = 175 \text{ кг/м}^2$ .

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 0,552 + 0,177 = 0,729 \text{ кг.} \quad (4.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0,773 + 0,53 = 1,303 \text{ кг.} \quad (4.7)$$

Значення вихідних параметрів приведення мас рухомих частин для інших значень коефіцієнту маси поршня наведено в табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні параметри для розрахунків

№	Параметр	Позначення	Змінні параметри				
			1	0,88	0,75	0,62	0,5
1	Коефіцієнт маси поршня	$km_{\text{п}}$	1	0,88	0,75	0,62	0,5
2	Коефіцієнт маси поршневого комплекта	$km_{\text{пк}}, \text{кг} \cdot \text{м}^{-2}$	125	110	94	78	63
3	Маса поршневого комплекта	$m_{\text{п}}, \text{кг}$	0,552	0,486	0,415	0,345	0,278
4	Маса частин, що рухаються зворотно-поступально	$m_{\text{а}}, \text{кг}$	0,729	0,663	0,592	0,522	0,455
5	Номінальна частота к/в	$n, \text{хв-1}$	5800	6000	6200	6400	6600
6	Кутова швидкість валу	$\omega, \text{с-1}$	607,4	628	649,3	670,2	691,2

## 4.2 Сили інерції обертювих мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас  $P_j$  і відцентрові сили інерції обертювих мас  $K_R$  (рис. 4.5).

Відцентрова сила інерції обертювих мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (4.8)$$

де  $m_R$  – маси, які вчиняють обертальний рух, кг;

$R$  – радіус кривошипа, м;

$\omega$  – кутова швидкість колінчастого валу,  $\text{с}^{-1}$ .

$$K_R = -1,303 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -17,666 \text{ кН.} \quad (4.9)$$

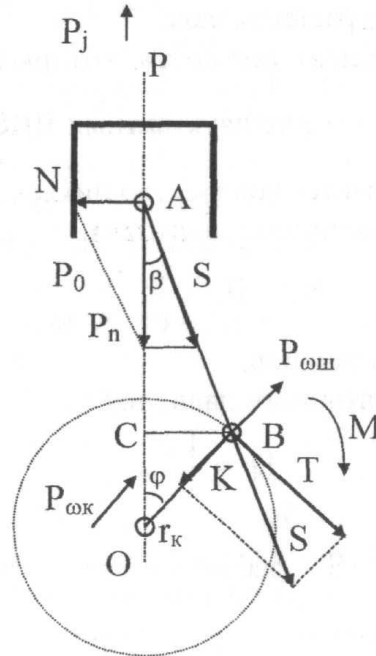


Рисунок 4.5 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Відцентрова сила інерції  $K_R$  є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (4.10)$$

$$K_{Rш} = -0,53 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -7,186 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rк} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (4.11)$$

$$K_{Rк} = -0,773 \cdot 0,03675 \cdot 607,4^2 = -10,48 \text{ кН.}$$

Знаючи функції  $K(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$  і величини  $K_{Rш}$  і  $K_{Rк}$ , будують полярні діаграми сил на шатунні  $R_{шш}$  і корінні  $R_{кш}$  шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

### 4.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + P_{\text{к}}^2}, \text{ кН}, \quad (4.12)$$

де  $T$  – тангенціальна сила, що діє на кривошип, Н;

$P_{\text{к}}$  – сила, що діє на шатунну шийку вздовж кривошипа, Н.

$$P_{\text{к}} = K + K_{\text{Rш}}, \quad (4.13)$$

де  $K$  – нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі, Н;

$K_{\text{Rш}}$  – сили інерції обертових мас шатуна, Н.

При  $\varphi = 6^\circ$ :

$$P_{\text{к}} = -12,7 + (-7,186) = -19,9 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{(-1,75)^2 + (-19,9)^2} = 20 \text{ кН}.$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_{\text{к}} = \sqrt{T^2 + K_{\text{рк}}^2}, \quad (4.14)$$

де  $K_{\text{рк}}$  – сила, що діє на коліно валу по кривошипа, Н;

$$K_{\text{рк}} = P_{\text{к}} + K_{\text{Рк}} = K + K_{\text{Rш}} + K_{\text{Рк}} = K + K_{\text{Р}}; \quad (4.15)$$

$$K_{\text{рк}} = -12,7 + (-17,666) = -30,4 \text{ кН},$$

тоді

$$R_{\text{к}} = \sqrt{(-1,75)^2 + (-30,4)^2} = 30,4 \text{ кН}.$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу  $\varphi$  наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

$\varphi^\circ$	Повні сили					
	K, Н	T, Н	$P_{\kappa}$ , Н	$R_{\text{шш}}$ , Н	$K_{\text{рк}}$ , Н	$R_{\kappa}$ , Н
0	-13000	0	-20100	20100	-30600	30600
20	-10500	-5140	-17700	18400	-28200	28700
40	-5190	-6490	-12400	14000	-22900	23800
60	-909	-3490	-8100	8810	-18600	18900
80	-149	1130	-7340	7420	-17800	17900
100	-2190	4200	-9380	10300	-19900	20300
120	-4730	4670	-11900	12800	-22400	22900
140	-6270	3420	-13500	13900	-23900	24200
160	-6760	1680	-13900	14000	-24400	24500
180	-6810	0	-14000	14000	-24500	24500
200	-6770	-1690	-14000	14100	-24400	24500
220	-6310	-3450	-13500	13900	-24000	24200
240	-4830	-4770	-12000	12900	-22500	23000
260	-2330	-4460	-9510	10500	-20000	20500
280	-229	-1720	-7410	7610	-17900	18000
300	-593	2270	-7780	8100	-18300	18400
320	-3450	4320	-10600	11500	-21100	21600
340	-4880	2380	-12100	12300	-22500	22700
360	4340	0	-2840	2840	-13300	13300
380	11100	5410	3910	6680	-6570	8510
400	2390	2980	-4800	5650	-15300	15600
420	675	2590	-6510	7010	-17000	17200
440	-641	4840	-7830	9200	-18300	18900
460	-3350	6430	-10500	12300	-21000	22000
480	-6060	5980	-13200	14500	-23700	24500
500	-7580	4140	-14800	15300	-25300	25600
520	-8030	2000	-15200	15300	-25700	25800
540	-8050	0	-15200	15200	-25700	25700
560	-6840	-1700	-14000	14100	-24500	24600
580	-6350	-3470	-13500	14000	-24000	24300
600	-4800	-4740	-12000	12900	-22500	23000
620	-2230	-4280	-9420	10300	-19900	20400
640	-162	-1220	-7350	7450	-17800	17900
660	-886	3400	-8070	8760	-18600	18900
680	-5130	6410	-12300	13900	-22800	23700
700	-10400	5100	-17600	18400	-28100	28600
720	-12900	0	-20100	20100	-30500	30500

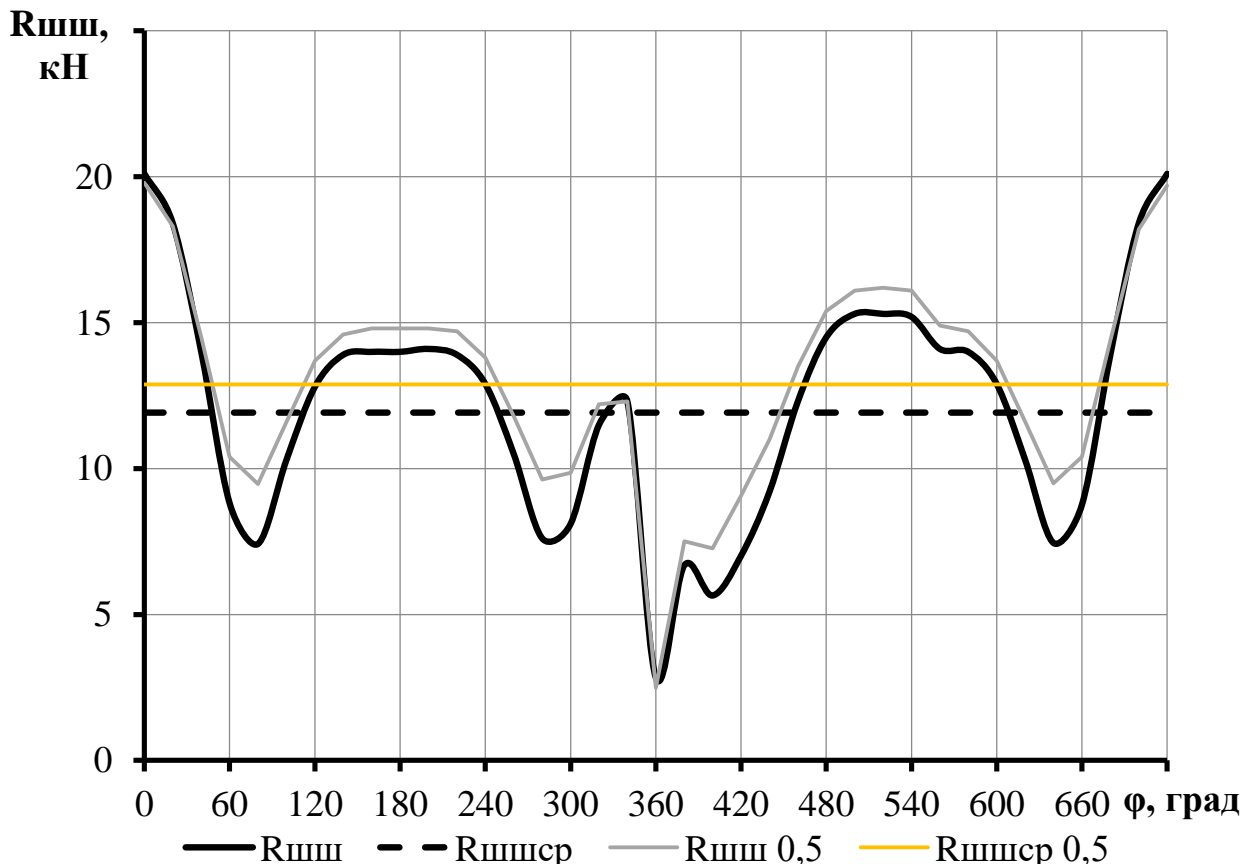


Рисунок 4.6 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах при  $k_{m_{II}} = 1$  і  $k_{m_{II}} = 0,5$

З рис.4.6 видно, що зростання інерційних сил від обертових мас, не зважаючи на зменшення сил інерції від деталей, що рухаються зворотно-поступально, призводить до збільшення навантаження на шатунну шийку через збільшення кутової швидкості  $\kappa/\text{в}$ .

Графічна побудова сили  $R_{\text{шш}}$  в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рис. 4.7) з полюсом в точці  $O_{\text{ш}}$ . Для отримання полярної діаграми, кінці результуючих сил  $R_{\text{шш}}$  з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою.

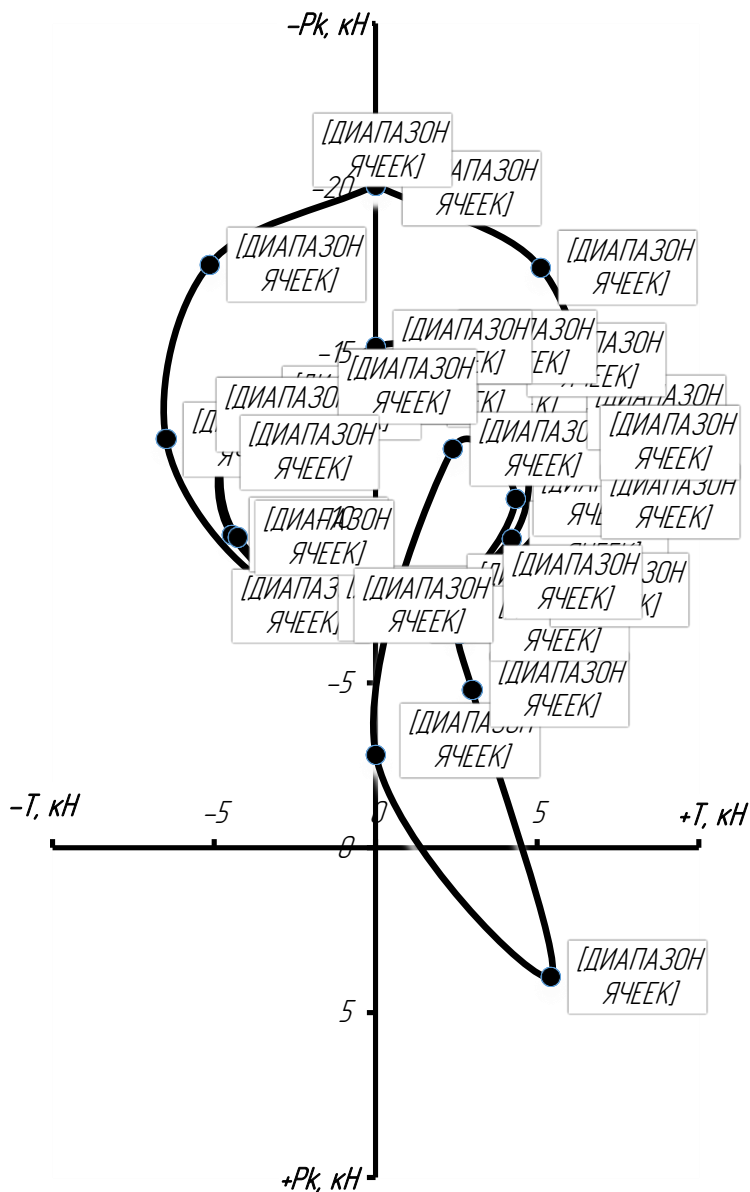


Рисунок 4.7 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

Для визначення середньої результуючої сили за цикл  $R_{\text{шш.ср}}$ , а також її максимального  $R_{\text{шш.маx}}$  і мінімального  $R_{\text{шш.мін}}$  значень полярну діаграму перебудовують в прямокутні координати в функції кута повороту колінчастого валу (рис. 4.6). Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки:

$$R_{\text{шш.маx}} = 20,14 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш.маx}} = 25,71 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш.мін}} = 0,6 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш.мін}} = 17,14 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш.ср}} = 11,92 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш.ср}} = 21,73 \text{ кН}.$$

Крім зображених діаграм (полярної і навантаження на шатунних шийку в прямокутних координатах) в пояснювальній записці.

Корінна шийка.

Колінчастий вал розраховуваного двигуна п'ятиопорний.

Сила, що діє на першу корінну шийку при  $\varphi = 6^\circ$ :

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 30,4 = 15,2 \text{ кН.} \quad (4.16)$$

Сила, що діє на другу корінну шийку при  $\varphi = 6^\circ$ :

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,627)^2 + (2,96)^2} = 3,02 \text{ кН.} \quad (4.17)$$

де  $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (0,875 - (-0,248)) = 0,627 \text{ кН;}$

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (15,2 + (-12,2)) = 2,96 \text{ кН.}$

Всі інші значення сил, що діють на корінну шийку при різних кутах повороту колінчастого валу  $\varphi$ , наведені в дод А

#### 4.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Друга частина динамічного розрахунку полягає у визначенні сумарного крутного моменту на вихідному валу двигуна  $M_{\text{сум}}$ . Це досягається за допомогою таблиці набігаючих крутних моментів (протокол розрахунку). Спочатку підсумовують крутний момент на кривошип, але з урахуванням розташування циліндрів і відносного розташування кривошипів колінчастого валу.

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент  $(M_i)_{\text{ср}} = 27,31 \text{ Н}\cdot\text{м}$  і

сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна  
 $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 109,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) (рис.4.8).

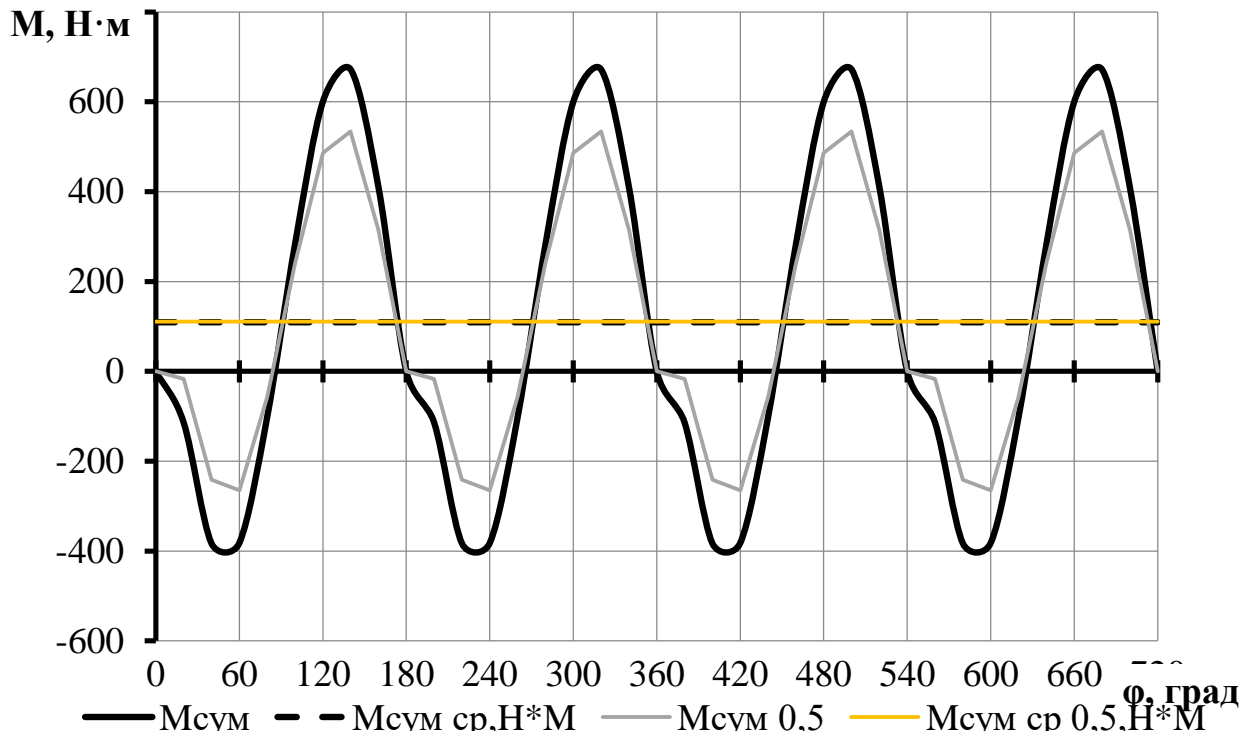


Рисунок 4.8 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна при  $k_{m_{\text{п}}} = 1$  і  $k_{m_{\text{п}}} = 0,5$

З діаграми сумарного індикаторного моменту двигуна видно, що при мінімальній масі поршня дещо збільшується середній індикаторний момент двигуна за рахунок інтенсифікації процесів згорання паливо-повітряної суміші при збільшенні кутової швидкості колінчатого валу. Також зменшуються пікові позитивні і від'ємні значення індикаторного моменту, а значить збільшується рівномірність обертання к/в за рахунок зменшення інерційних сил від мас деталей, що рухаються зворотно-поступально. Це дозволяє зменшити необхідний момент інерції маховика, а значить і його масу та габарити.

#### 4.4 Висновки за розділом

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T) двигуна MeM3-307. Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку  $R_{\text{шиш}}$  в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні індикаторні моменти:

- одного циліндра  $M_{i1 \text{ ср}} = 27,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- на вихідному валу двигуна  $M_{i \text{ сум ср}} = 109,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Розраховано ефективний крутний момент двигуна  $M_e = 85,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Розраховані дані будуть використані при перевірочному розрахунку на міцність поршня двигуна MeM3-307.

За результатами розрахункових досліджень підтверджено зменшення інерційних сил від мас що рухаються зворотно-поступально не зважаючи на форсування двигуна підвищення кутової швидкості к/в. Це матиме позитивний вплив на надійність та довговічність деталей ЦПГ.

Водночас, зростання частоти обертання к/в призводить до зростанні сил інерції обертальних мас та підвищення навантажень на шатунну шийку. Для запобігання цьому слід провести роботи по зниженню величини обертальних мас.

Зниження маси поршня позитивно впливає на рівномірність обертання к/в, що дає змогу знизити масу та габарити маховика.

## **5 ДОСЛІДЖЕННЯ СУМІСНОГО ВПЛИВУ ЗМЕНШЕННЯ МАСИ ПОРШНЯ ТА РІВНЯ ФОРСУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА МЕМЗ-307**

В розділах 3, 4 наведені тепловий та динамічний розрахунки для базового двигуна MeMЗ-307, чотирьох варіантів маси поршня та чотирьох рівнів форсування зміною кутової швидкості колінчастого валу. Обрано п'ять варіантів номінальної частоти обертання колінчастого валу  $n = 5800, 6000, 6200, 6400, 6600$  хв<sup>-1</sup> та п'ять значень коефіцієнту маси поршневого комплекта  $k_{m_{п}} = 125, 110, 94, 78, 63$  кг·м<sup>-2</sup> площі поршню.

З аналізу літератури та попередніх досліджень відомо, що збільшення номінальної частоти обертання к/в призводить до зростання інерційних сил, а зменшення маси поршня до їхнього зниження. Водночас для корегування маси поршня необхідно вносити зміни до його конструкції, в тому числі зменшувати габаритні розміри та товщину стінок. Тому для дослідження сумісного впливу зменшення маси поршня та рівня форсування на характеристики двигуна поставлена задача провести перевірочний розрахунок поршня на міцність.

### **5.1 Розрахунок на міцність поршня**

Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховують днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня [7].

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків встановлено основні вихідні дані для розрахунку, їхні значення для різних величин  $k_{m_{п}}$  наведені в табл.5.1.

Далі наводяться параметри для базового двигуна: діаметр циліндра  $D = 75$  мм, хід поршня  $S = 73,5$  мм, максимальний тиск згорання  $p_{z \max} = 6,135$  МПа при  $n = 5800$   $\text{мин}^{-1}$ , площа поршня  $F_{\pi} = 0,004418$   $\text{м}^2$ , найбільша нормальна сила  $N_{\max} = 2348$  Н при  $\varphi = 471^{\circ}$ , маса поршневої групи  $m_{\pi} = 0,552$  кг, частота обертання  $n_{\text{хх} \max} = 6400$   $\text{мин}^{-1}$ , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна  $\lambda = 0,3063$ .

Відповідно до існуючих аналогічних двигунів і з урахуванням співвідношень [7], приймаємо: висоту поршня  $H = 59$  мм прийнято з міркувань міцності), висоту юбки поршня  $h_{\text{ю}} = 25$  мм, радіальну товщину кільця  $t = 3,4$  мм, радіальний зазор кільця в канавці поршня  $\Delta t = 0,7$  мм, товщину верхньої кільцевої перемички  $h_{\pi} = 2,5$  мм, товщину стінки головки поршня  $s = 4,7$  мм, число і діаметр масляних каналів у поршні  $n_{\text{м}} = 6$  і  $d_{\text{м}} = 3$  мм,  $a = 2$  мм – висота кільця. Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (АЛ 25), з коефіцієнтом лінійного розширення  $\alpha_{\pi} = 25 \cdot 10^{-6}$   $\text{К}^{-1}$ .

Таблиця 5.1 – Вихідні параметри для розрахунків на міцність при різних значеннях  $km_{\pi}$

№	Параметр	Позначення	Змінні параметри				
			1	0,88	0,75	0,62	0,5
1	Коефіцієнт маси поршня	$km_{\pi}$	1	0,88	0,75	0,62	0,5
2	Коефіцієнт маси поршневого комплекта	$km_{\text{пк}}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2}$	125	110	94	78	63
3	Маса поршневого комплекта	$m_{\pi}$ , кг	0,552	0,486	0,415	0,345	0,278
4	Маса частин, що рухаються зворотно-поступально	$m_{\text{а}}$ , кг	0,729	0,663	0,592	0,522	0,455
5	Номінальна частота к/в	$n$ , $\text{хв}^{-1}$	5800	6000	6200	6400	6600
6	Максимальна частота к/в	$n_{\text{хх}}$ , $\text{хв}^{-1}$	6400	6600	6800	7000	7200
7	Висота поршня	$H_{\pi}$ , мм	60	57,5	55	52,5	50
8	Висота юбки поршня	$h_{\text{ю}}$ , мм	25	23	22	21	20
9	Товщина днища поршня	$\delta$ , мм	7	6,3	5,5	4,7	4
10	Товщина стінки головки поршня	$s$ , мм	5	4,7	4,5	4,2	4
11	Товщина верхньої кільцевої перемички	$h_{\pi}$ , мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2
12	Максимальний тиск в камері згорання	$P_{z \max}$ , МПа	25,91	25,92	25,94	25,95	25,96

Задля зниження маси поршня і досягнення визначених значень  $k_{m_{\Pi}}$  без зміни конструкційних матеріалів необхідно зменшувати товщину стінок та розміри конструктивних елементів поршня. Зменшено висоту поршня, висоту юбки поршня, товщину стінки головки поршня, а для двократного зниження  $k_{m_{\Pi}}$  зменшено висоту жарового поясу за рахунок висоти кілець та верхньої кільцевої перемички.

Напруження згину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z \max} \left( \frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 6,135 \left( \frac{0,0287}{0,007} \right)^2 = 103,1 \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

де  $r_i$  – внутрішній радіус днища:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,075}{2} - (0,0047 + 0,0034 + 0,0007) = 0,0287 \text{ м.}$$

Для поршнів з алюмінієвих сплавів:  $[\sigma_{\text{из}}] = 20 \dots 25 \text{ МПа.}$

Для чавунних поршнів:  $[\sigma_{\text{из}}] = 40 \dots 50 \text{ МПа.}$

При наявності ребер жорсткості допустимі напруження зростають:

Для поршнів з алюмінієвих сплавів:  $[\sigma_{\text{из}}] = 50 \dots 150 \text{ МПа.}$

Для чавунних поршнів:  $[\sigma_{\text{из}}] = 80 \dots 200 \text{ МПа.}$

Напруження згину в днищі поршня незначно перевищує допустимі межі для поршнів з алюмінієвих сплавів. Рекомендується посилити днище ребрами жорсткості [3].

Головка поршня в перерізі  $x - x$ , ослаблена отворами для відводу масла, перевіряється на стиснення і розрив.

Напруження стиснення, МПа:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}}, \quad (5.2)$$

де  $P_{z \max}$  – максимальна сила тиску газів на днище поршня, МН:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{\Pi} = 6,135 \cdot 10^6 \cdot 0,004418 = 27,1 \text{ кН}; \quad (5.3)$$

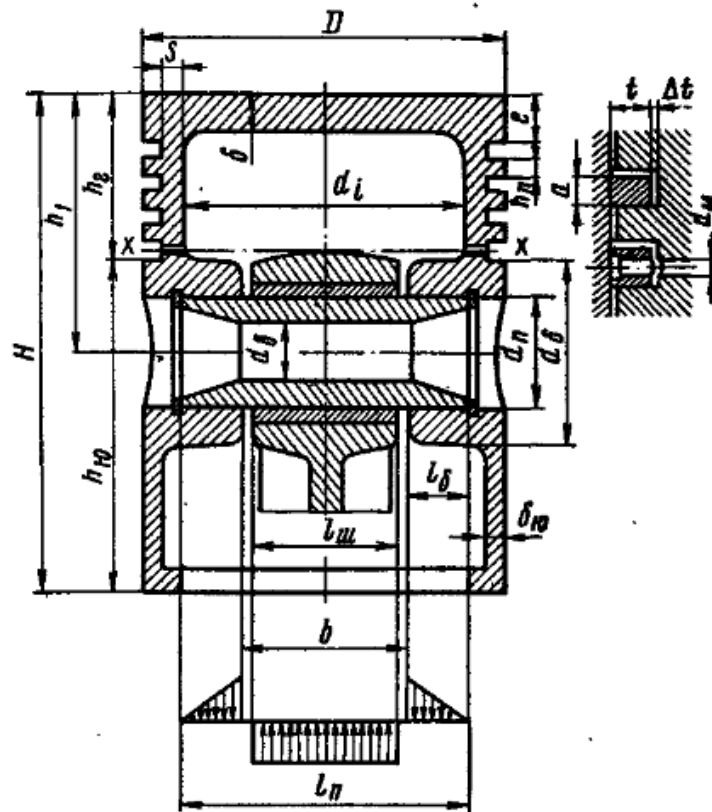


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема поршня.

$F_{x-x}$  – площа перерізу  $x-x$ ,  $\text{м}^2$ :

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n_m F', \quad (5.4)$$

де  $d_k$  – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2(t + \Delta t) = 0,075 - 2(0,0034 + 0,0007) = 0,0668 \text{ м}; \quad (5.5)$$

$d_i$  – внутрішній діаметр днища поршня:

$$d_i = D - 2(s + t + \Delta t) = \quad (5.6)$$

$$= 0,075 - 2(0,0047 + 0,0034 + 0,0007) = 0,0574 \text{ м};$$

$F'$  – площа поздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу:

$$F' = \frac{(d_k - d_i)}{2} d_m = \frac{(0,0668 - 0,0574)}{2} 0,003 = 1,41 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (5.7)$$

Тоді площа перерізу  $x - x$  дорівнює:

$$F_{x-x} = \frac{3,14}{4} (0,0668^2 - 0,0574^2) - 6 \cdot 1,41 = 8,505 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Напруження стиснення:

$$\sigma_{сж} = \frac{27,1}{8,505} = 31,86 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження стиснення для поршнів з алюмінієвих сплавів при наявності ребер жорсткості  $[\sigma_{сж}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$  [3]. Отже  $[\sigma_{сж}] > \sigma_{сж}$ , тобто міцність поршня в даному перерізі  $x - x$  відповідають умові по напруженню стиснення.

Напруження розриву в перерізі  $x - x$ , МПа:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \quad (5.8)$$

де  $P_j$  – сила інерції зворотно-поступально рухомих мас, визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{xx \max} (1 + \lambda), \quad (5.9)$$

де  $m_{x-x}$  – маса головки поршня з кільцями, розташована вище перерізу  $x - x$ , для проектованого двигуна приймаємо:

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6)m_{\Pi} = 0,45 \cdot 0,552 = 0,2484 \text{ кг}; \quad (5.10)$$

$\omega_{xx \max}$  – максимальна кутова швидкість холостого ходу двигуна:

$$\omega_{xx \max} = \frac{\pi n_{xx \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6400}{30} = 670,2 \text{ с}^{-1}, \quad (5.11)$$

тоді

$$P_j = 0,2484 \cdot 0,03675 \cdot 670,2^2 (1 + 0,3063) = 5,356 \text{ кН},$$

Напруження розриву в перерізі  $x - x$ :

$$\sigma_p = \frac{5,356}{8,505} = 6,297 \text{ МПа},$$

Допустимі напруження на розрив для поршнів з алюмінієвих сплавів  $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$  [3]. Отже  $[\sigma_p] > \sigma_p$ , тобто міцність поршня в даному перерізі  $x - x$  відповідають умові по напруженню на розрив.

Напруження у верхній кільцевій перемичці:

а) зрізу:

$$\tau = 0,0314 p_{z \max} \frac{D}{h_{\Pi}} = 0,0314 \cdot 6,135 \frac{0,075}{0,0025} = 5,779 \text{ МПа}; \quad (5.12)$$

б) згину:

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_{z \max} \left( \frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0,0045 \cdot 6,135 \left( \frac{0,075}{0,0025} \right)^2 = 24,85 \text{ МПа}; \quad (5.13)$$

в) складне:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{24,85^2 + 4 \cdot 5,779^2} = 27,41 \text{ МПа}. \quad (5.14)$$

Допустимі напруження в верхніх кільцевих перемичках з урахуванням значних температурних навантажень знаходяться в допустимих межах [3]:

Для поршнів з алюмінієвих сплавів:  $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40$  МПа.

Для чавунних поршнів:  $[\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80$  МПа.

Максимальні значення питомого тиску юбки поршня  $h_{ю}$  і поршня по всій висоті  $H$  на стінку циліндра визначаються згідно рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю}D} = \frac{2348}{0,025 \cdot 0,075} = 1,252 \text{ МПа}, \quad (5.15)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{HD} = \frac{2348}{0,059 \cdot 0,075} = 0,5306 \text{ МПа}. \quad (5.16)$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів  $q_1 = 0,3 \dots 1,1$  і  $q_2 = 0,2 \dots 0,7$  [3].

Таким чином для стандартного двигуна напруження, що виникають в основних розрахункових перерізах не перевищують рекомендованих величин. Водночас максимальні значення питомого тиску поршня по всій висоті  $H$  на стінку циліндра дещо перевищує рекомендовані межі, але це допустимо з урахуванням використання сучасних мастильних матеріалів. А багаторічний досвід експлуатації двигунів MeM3-307 підтверджує його надійність та довговічність.

Результати розрахунку напружень, що виникають в основних перерізах поршня для різних значень коефіцієнту маси поршня  $k_{m_{п}}$  наведено в табл.5.2

Побудовано залежності основних показників розрахунку поршня на міцність від коефіцієнту маси поршня (рис.5.2). З динамічного розрахунку двигуна відомо, що зниження маси поршня має позитивний вплив на величину інерційних і повних сил, що діють в ЦПГ та КШМ.

Так з рис.5.2 а видно, що не зважаючи на істотне підвищення кутової швидкості  $k/v$  значення бокової сили, що притискає поршень до стінки циліндра стабільно зменшується зі зменшенням маси поршня. Це призводить до стабілізації

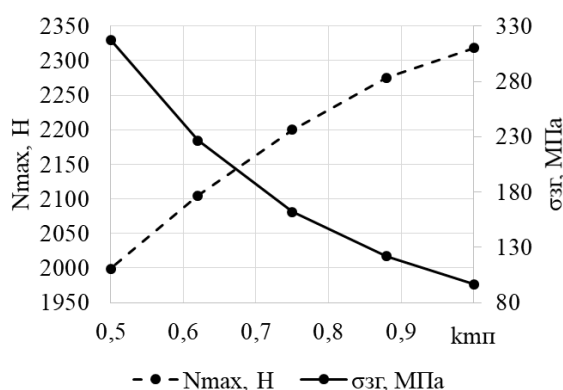
і навіть зниження величин питомих тисків поршня та юбки поршня на стінку циліндра (рис.5.2 б) незважаючи на зменшення площі опорної поверхні через зменшення конструктивних розмірів поршня (табл.5.1).

Таблиця 5.2 – Результати розрахунку напружень, що виникають в основних перерізах поршня

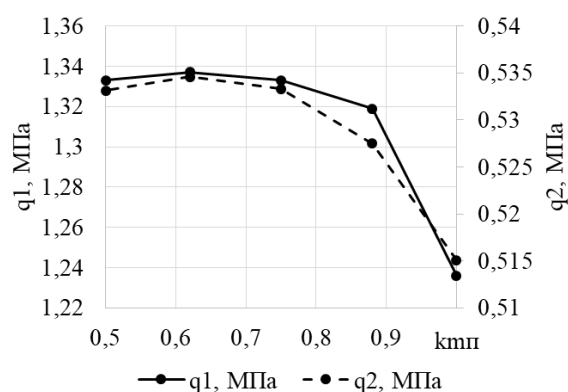
$k_{m_{п}}$	$\sigma_{зг}$ , МПа	$N_{max}$ , Н	$\sigma_p$ , МПа	$\tau$ , МПа	$\sigma_{зг п}$ , МПа	$\sigma_{\Sigma}$ , МПа	$q_1$ , МПа	$q_2$ , МПа
1	96,52	2318	5,95	5,524	23,75	26,19	1,236	0,5151
0,88	121,8	2275	5,898	5,528	23,77	26,22	1,319	0,5275
0,75	162,1	2200	5,565	5,53	23,78	26,23	1,333	0,5333
0,62	226,7	2105	5,364	5,533	23,79	26,24	1,337	0,5346
0,5	317,5	1999	4,783	6,92	37,19	39,68	1,333	0,5331

Водночас зменшення товщини стінки днища поршня призводить до збільшення напруження згину і потребує зміни конструкції поршня шляхом додавання ребер жорсткості та зменшення площі, що сприймає навантаження.

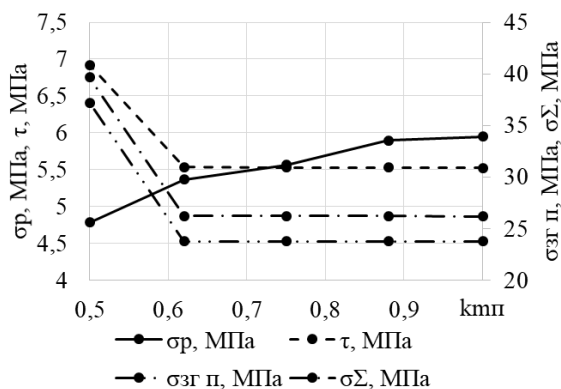
Напруження розриву розриву в перерізі, послабленому какнавкою маслозійомного кільця та отворами для відводу оливи, зменшується завдяки зниженню маси верхньої частини поршня (рис.5.2 в). Істотний вплив на напруження верхньої кільцевої коефіцієнту маси поршня  $k_{m_{п}}$  з'являється тільки при зменшенні жарового поясу через зміну габаритних розмірів кілець, канавок та верхньої кільцевої перемички.



а)



б)



в)

Рисунок 5.2 – Залежності основних показників розрахунку поршня на міцність від коефіцієнту маси поршня  $km_{п}$ :

- а) – максимальне значення бічної сили, що притискає поршень до стінки циліндра та напруження згину днища поршня;
- б) – питомі тиски поршня та юбки поршня на стінку циліндра;
- в) – напруження, що виникають в основних розрахункових перерізах поршня.

## 5.2 Сумісний вплив зменшення маси поршня та рівня форсування на характеристики двигуна МЕМЗ-307

Проведено п'ять теплових розрахунків з різними значеннями коефіцієнту маси поршня  $km_{п}$ . Всі інші значення до теплового розрахунку (див. табл. 3.1) залишились незмінними. Розрахункові значення основних параметрів досліджуваного двигуна наведено в табл.5.3.

Таблиця 5.3 – Значення ефективних показників

$km_{п}$	$m_{п}$ , кг	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$N_e$ , кВт	$M_e$ , Н·м	$M_{i\text{ ср}}$ , Н·м	$M_{\text{мех.в.}}$ , Н·м	$g_e$ , кг/кВт·год	$\eta_e$
1	0,552	5800	51,71	85,14	109,3	24,16	0,2875	0,2846
0,88	0,486	6000	53,68	85,43	109,7	24,27	0,2865	0,2856
0,75	0,415	6200	55,65	85,72	110	24,28	0,2856	0,2865
0,62	0,345	6400	57,62	85,98	110,4	24,42	0,2847	0,2874
0,5	0,278	6600	59,6	86,23	110,7	24,47	0,2838	0,2882

За результатами теплового розрахунку побудовано графіки залежностей ефективних показників робочого циклу від коефіцієнту маси поршня  $k_{m\pi}$  (рис. 5.3).

З протоколів теплових розрахунків, табл.5.3, і з рис. 5.3 видно, що ефективність робочого циклу зростає зі зменшенням маси поршня завдяки можливості підвищити кутову швидкість колінчастого валу та скоротити час відведений на теплообмін від робочого тіла стінкам камери згорання. За умови оптимізації фаз газорозподілу для збереження коефіцієнту наповнення циліндрів зі зростанням частоти обертання колінчастого валу ефективна потужність двигуна майже лінійно зростає зі зменшенням маси поршня (рис. 5.3 а).

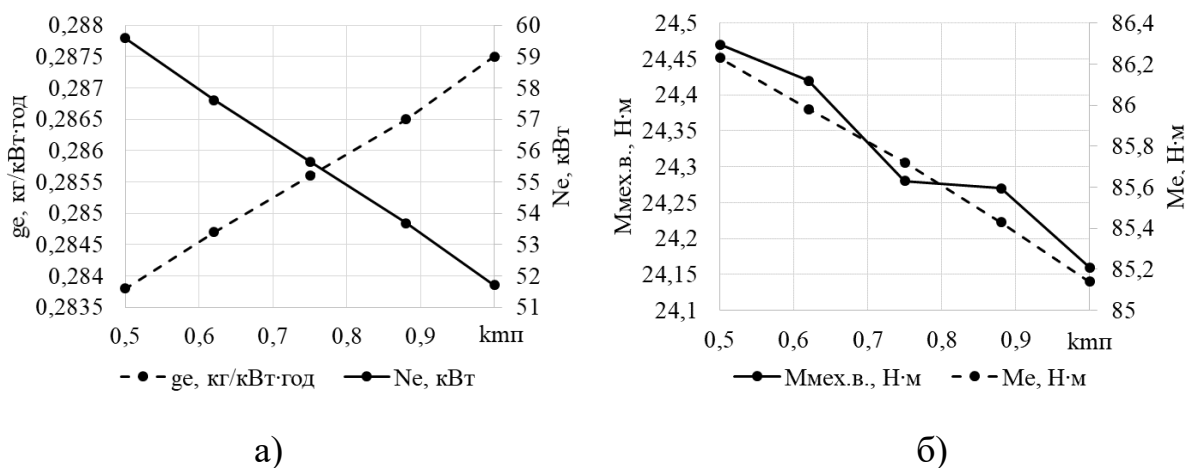


Рисунок 5.3 – Ефективні показники двигуна, при різних значеннях коефіцієнту маси поршня  $k_{m\pi}$ :

- а) – питома ефективна витрата палива та потужність двигуна;
- б) – середній ефективний тиск у циліндрі та коефіцієнт наповнення циліндрів;
- в) – ефективний крутний момент та ефективний ККД двигуна.

Слід відзначити, що форсування двигуна збільшенням кутової швидкості колінчастого валу призводить до зростання механічних втрат, водночас підвищення ефективності циклу, та зниження сил інерції призводять до зростання ефективного крутного моменту (рис.5.2 б).

Таким чином, зменшення маси поршня має позитивний вплив на характеристики досліджуваного двигуна. Для подальшого збільшення ефективних

показників необхідна розробка нової конструкції поршня та застосування міцніших матеріалів і методів виготовлення заготовок.

### 5.3 Висновки за розділом

З аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1. Зниження маси поршня дозволяє збільшити номінальну частоту обертання колінчастого валу бензинового 4-тактного ДВЗ MeM3-307.

2. За умови збереження наповнення циліндрів за рахунок оптимізації фаз газорозподілу сумісний вплив зниження маси поршня та форсування двигуна збільшенням кутової швидкості колінчастого валу дозволяє підвищити характеристики двигуна.

3. Граничне значення коефіцієнту маси поршня  $k_{m_{\pi}} = 0,5$  разом зі збільшенням  $n_{ном}$  з  $5800 \text{ хв}^{-1}$  до  $6600 \text{ хв}^{-1}$  дозволяє підвищити потужність на 15,7 % при зменшенні питомої витрати палива на 1,3%.

4. Зменшення товщини стінки головки поршня призводить до збільшення напружень згину і потребує посилення днища поршня ребрами жорсткості з переносом навантажень на бобишки.

## ВИСНОВКИ

В роботі вирішено важливу актуальну проблему дослідження впливу маси поршня бензинового ДВЗ на його характеристики.

В якості двигуна для досліджень обрано бензиновий 4-циліндровий двигун MeM3-307.

Дослідження впливу маси поршня бензинового двигуна MeM3-307 на його характеристики виконано згідно розробленої методики.

Розглянуто технічні характеристики бензинового чотиритактного двигуна MeM3-307, особливості його конструкції та систем. Визначено основні положення фізико-математичної моделі розрахунку циклу ДВЗ. Представлено план модернізації двигуна.

Виконано термодинамічний розрахунок двигуна, за яким визначено індикаторні показники (індикаторна робота  $L_i = 356,6$  Дж/цикл; середній індикаторний тиск  $p_i = 1,098$  МПа; індикаторний ККД  $\eta_i = 0,379$ ; питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,216$  кг/(кВт·год)) і ефективні показники двигуна MeM3-307 на номінальному режимі: ефективна потужність  $N_e = 51,71$  кВт; ефективна питома витрата палива  $g_e = 0,2875$  кг/(кВт·год); середній ефективний тиск  $p_e = 0,8237$  МПа; ефективний ККД  $\eta_e = 0,2846$ . Побудовані індикаторні діаграми тиску і температури за цикл.

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень  $P$ , бічної сили на поршень  $N$  та сили на шатун  $S$ , нормальної сили на кривошип  $K$  та тангенціальної сили на кривошип  $T$  від кута повороту кривошипа  $\varphi$ . Виконано приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму до основних точок механізму. Розраховані сили інерції обертальних мас. Розраховані сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу ( $R_{шш}$ ), побудована полярна діаграма і розгорнута діаграма. Розраховані сили, що діють на I корінну шийку колінчастого валу, побудована розгорнута діаграма.

Розрахована величина та побудована діаграма обертального моменту на одному циліндрі та всього двигуна.

За результатами розрахункових досліджень підтверджено зменшення інерційних сил від мас що рухаються зворотно-поступально не зважаючи на форсування двигуна підвищення кутової швидкості к/в. Це матиме позитивний вплив на надійність та довговічність деталей ЦПГ.

Водночас, зростання частоти обертання к/в призводить до зростанні сил інерції обертових мас та підвищення навантажень на шатунну шийку. Для запобігання цьому слід провести роботи по зниженню величини обертових мас.

Зниження маси поршня позитивно впливає на рівномірність обертання к/в, що дає змогу знизити масу та габарити маховика. Зниження маси поршня також дозволяє збільшити номінальну частоту обертання колінчастого валу бензинового 4-тактного ДВЗ MeM3-307 і в результаті покращити характеристики двигуна: підвищити потужність на 15,7 % при зменшенні питомої витрати палива на 1,3%.

В роботі дано рекомендації щодо поліпшення конструкції двигуна MeM3-307 за необхідності подальшого форсування зі збереженням допустимих запасів надійності. Так як зменшення товщини стінки головки поршня задля зниження його маси призводить до збільшення напружень згину і потребує посилення днища поршня ребрами жорсткості з переносом навантажень на бобишки.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.
2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
3. Дьяченко, В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник [Текст] / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
4. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію [Текст]: монографія / І.В. Парсаданов. – Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244с. – Російською мовою.
5. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №1 по дисциплине «Основы конструирования і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згорання» заочної форми обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 20 с.
6. Мазин В. А. Методические указания к контрольной работе №2 по дисциплине «Основы конструирования і розрахунку ДВЗ» для студентов специальности 8.090210 «Двигуни внутрішнього згорання» заочної форми обучения [Текст] /сост.: В. А. Мазин. – Запорожье: ЗНТУ, 2008. – 16 с.
7. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.: ил.

8. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглов. - М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.

9. Пермяков, В.В. Рабочие процессы, конструкция и основы расчета автомобильных двигателей: лабораторный практикум [Текст] / В. В. Пермяков, С. И. Сальков. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2003. – 152 с.

10. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учеб. пособие [Текст] / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 60 с. – На укр. яз.

11. Силовой агрегат MeMЗ-307 [Электронный ресурс]. — Сайт "Мелітопольський моторний завод". — Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-307.htm>.

12. Технический отчет № 3617 О проведении испытаний моторного масла ЛУКОЙЛ "Люкс" 5W40 API SL/CF по оценке качества и возможности применения в производстве по методике испытаний двигателя MEMЗ-307.1000420 "Евро4" на безотказность в течении 300 часов [Электронный ресурс]. — Сайт "Інститут споживчих експертиз". — Режим доступу: <http://www.expertise.in.ua/images/tech.pdf>.

13. Архангельский В.М., Вихерт М.М., Войнов А.Н. [и др]; под ред. проф. М.С. Ховаха Автомобильные двигатели [Текст]/ В.М. Архангельский – М.: Машиностроение, 1977.- 496 с.

14. Дятчин, Р. И. История развития техники: учеб. пособие [Текст]/ Р. И. Дятчин. – Ростов н/Д: Феникс, 2001.- 319 с.

15. Лурье В. А., Мангушев В. А., Маркова И. В., Черняк Б.Я.; научный редактор Дробобаев Р.П. Итоги науки и техники. Серия: Двигатели внутреннего сгорания. Т.4.Автомобильные двигатели [Текст]/ В. А. Лурье. – М.: ВИНТИ, 1985.- 283 с.

16. Грушенков В. А. Экологические и экономические проблемы автотранспорта[Текст]/ В. А. Грушенков. – Автотранспорт: эксплуатация, обслуживание, ремонт. -2010.- № 9. -С. 33-37.

17. Алексеев В. П., Воронин В. Ф., Грехов Л. В. и др. ДВС: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. - 4-е, переработанное и дополненное. – М: Машиностроение, 1990. - 288 с.

18. Слинько Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.

**ДОДАТОК А**  
**РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ПОВНОГО РОБОЧОГО ЦИКЛУ**  
**ДВЗ**

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

$\varphi^\circ$	$p, \text{Па}$	$T, \text{К}$	$M, \text{кг}$	$V, \text{м}^3$
180	91200	384,6	0,0002988	0,0003616
190	92060	386,4	0,0002988	0,0003599
200	94190	389,6	0,0002988	0,0003547
210	97760	394,5	0,0002988	0,0003461
220	103000	401,2	0,0002988	0,0003339
230	110500	410	0,0002988	0,0003182
240	120800	421,3	0,0002988	0,0002991
250	135000	435,6	0,0002988	0,0002767
260	154600	453,4	0,0002988	0,0002516
270	182000	475,7	0,0002988	0,0002241
280	221200	503,5	0,0002988	0,0001952
290	278600	538,3	0,0002988	0,0001657
300	364800	581,7	0,0002988	0,0001367
310	498000	635,9	0,0002988	0,0001095
320	707600	702,6	0,0002988	0,00008516
330	1034000	781,9	0,0002988	0,00006487
340	1506000	871	0,0002988	0,0000496
350	2290000	1068	0,0002996	0,00004012
360	4007000	1696	0,0003037	0,0000369
370	5643000	2528	0,000312	0,00004012
380	5508000	2988	0,0003186	0,0000496
390	4031000	2846	0,0003201	0,00006487
400	2782000	2579	0,0003201	0,00008516
410	1976000	2355	0,0003201	0,0001095
420	1461000	2174	0,0003201	0,0001367
430	1125000	2028	0,0003201	0,0001657
440	899100	1910	0,0003201	0,0001952
450	743800	1814	0,0003201	0,0002241
460	634100	1736	0,0003201	0,0002516
470	555200	1672	0,0003201	0,0002767
480	497700	1620	0,0003201	0,0002991
490	455400	1577	0,0003201	0,0003182
500	424400	1543	0,0003201	0,0003339
510	402000	1514	0,0003201	0,0003461
520	386400	1492	0,0003201	0,0003547
530	376400	1474	0,0003201	0,0003599
540	371400	1462	0,0003201	0,0003616

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

$\varphi^\circ$	P,Н	N,Н	S,Н	K,Н	T,Н	Mi, Н•м
0	-13000	0	-13000	-13000	0	0
20	-11700	-1230	-11700	-10500	-5140	-189
40	-8140	-1630	-8300	-5190	-6490	-238
60	-3470	-955	-3600	-909	-3490	-128
80	1080	343	1140	-149	1130	41,4
100	4520	1430	4740	-2190	4200	154
120	6410	1760	6650	-4730	4670	172
140	7000	1410	7140	-6270	3420	126
160	6920	729	6960	-6760	1680	61,8
180	6810	0	6810	-6810	0	0
200	6940	-731	6980	-6770	-1690	-62
220	7050	-1420	7190	-6310	-3450	-127
240	6540	-1800	6780	-4830	-4770	-175
260	4800	-1520	5030	-2330	-4460	-164
280	1660	-524	1740	-229	-1720	-63,4
300	-2260	623	-2350	-593	2270	83,5
320	-5420	1090	-5530	-3450	4320	159
340	-5400	569	-5430	-4880	2380	87,5
360	4340	0	4340	4340	0	0
380	12300	1290	12300	11100	5410	199
400	3750	752	3820	2390	2980	110
420	2580	709	2670	675	2590	95
440	4650	1470	4880	-641	4840	178
460	6910	2190	7250	-3350	6430	236
480	8210	2260	8510	-6060	5980	220
500	8470	1700	8640	-7580	4140	152
520	8230	867	8270	-8030	2000	73,5
540	8050	0	8050	-8050	0	0
560	7010	-739	7050	-6840	-1700	-62,6
580	7090	-1420	7230	-6350	-3470	-127
600	6500	-1790	6740	-4800	-4740	-174
620	4610	-1460	4830	-2230	-4280	-157
640	1170	-371	1230	-162	-1220	-44,8
660	-3380	931	-3510	-886	3400	125
680	-8050	1620	-8210	-5130	6410	236
700	-11600	1220	-11600	-10400	5100	187
720	-12900	0	-12900	-12900	0	0
					(Mi)cp=	27,31

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

$\varphi^\circ$	$M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_2,$	$M_3,$	$M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{кр}},$	$M_{\text{крср}}, \text{Н}\cdot\text{м}$
0	0	0	0	0	0	
20	-189	-62	-62,6	199	-114	
40	-238	-127	-127	110	-383	
60	-128	-175	-174	95	-382	
80	41,4	-164	-157	178	-102	
100	154	-63,4	-44,8	236	282	
120	172	83,5	125	220	600	
140	126	159	236	152	672	
160	61,8	87,5	187	73,5	410	
180	0	0	0	0	0	
200	-62	199	-189	-62,6	-114	
220	-127	110	-238	-127	-383	
240	-175	95	-128	-174	-382	
260	-164	178	41,4	-157	-102	
280	-63,4	236	154	-44,8	282	
300	83,5	220	172	125	600	
320	159	152	126	236	672	
340	87,5	73,5	61,8	187	410	
360	0	0	0	0	0	109,3
380	199	-62,6	-62	-189	-114	
400	110	-127	-127	-238	-383	
420	95	-174	-175	-128	-382	
440	178	-157	-164	41,4	-102	
460	236	-44,8	-63,4	154	282	
480	220	125	83,5	172	600	
500	152	236	159	126	672	
520	73,5	187	87,5	61,8	410	
540	0	0	0	0	0	
560	-62,6	-189	199	-62	-114	
580	-127	-238	110	-127	-383	
600	-174	-128	95	-175	-382	
620	-157	41,4	178	-164	-102	
640	-44,8	154	236	-63,4	282	
660	125	172	220	83,5	600	
680	236	126	152	159	672	
700	187	61,8	73,5	87,5	410	
720	0	0	0	0	0	

Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

φ°	1-й кривошип			2-я коренная шейка			φ°	2-й кривошип			3-я коренная шейка			φ°	3-й кривошип		
	T <sub>1</sub> , Н	K <sub>рк1</sub> , Н	T <sub>к2</sub> , Н	T <sub>к2</sub> , Н	K <sub>к2</sub> , Н	R <sub>кш2</sub> , Н		T <sub>2</sub> <sup>1</sup> , Н	K <sub>рк2</sub> <sup>1</sup> , Н	T <sub>к3</sub> , Н	T <sub>к3</sub> , Н	K <sub>к3</sub> , Н	R <sub>кш3</sub> , Н		T <sub>3</sub> <sup>1</sup> , Н	K <sub>рк3</sub> <sup>1</sup> , Н	T <sub>3</sub> <sup>2</sup> , Н
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15			
0	0	15300	0	3070	3070	180	0	-12200	0	-25100	25100	540	0	-12900			
20	2570	14100	1730	1880	2550	200	-843	-12200	-1700	-24500	24500	560	-852	-12300			
40	3240	11400	1520	-564	1620	220	-1720	-12000	-3460	-24000	24200	580	-1730	-12000			
60	1740	9290	-640	-1960	2060	240	-2380	-11200	-4750	-22500	23000	600	-2370	-11200			
80	-563	8910	-2790	-1090	3000	260	-2230	-10000	-4370	-19900	20400	620	-2140	-9950			
100	-2100	9930	-2960	981	3120	280	-862	-8950	-1470	-17900	17900	640	-610	-8910			
120	-2340	11200	-1200	2070	2390	300	1140	-9130	2830	-18400	18600	660	1700	-9280			
140	-1710	12000	447	1410	1480	320	2160	-10600	5370	-22000	22600	680	3210	-11400			
160	-841	12200	349	938	1000	340	1190	-11300	3740	-25300	25600	700	2550	-14100			
180	0	12200	0	5580	5580	360	0	-6660	0	-22000	22000	0	0	-15300			
200	843	12200	3550	8930	9610	380	2710	-3290	138	-17400	17400	20	-2570	-14100			
220	1720	12000	3220	4350	5410	400	1490	-7640	-1750	-19100	19100	40	-3240	-11400			
240	2380	11200	3680	2750	4590	420	1290	-8500	-450	-17800	17800	60	-1740	-9290			
260	2230	10000	4650	843	4720	440	2420	-9150	2980	-18100	18300	80	563	-8910			
280	862	8950	4080	-1560	4370	460	3210	-10500	5310	-20400	21100	100	2100	-9930			
300	-1140	9130	1850	-2730	3300	480	2990	-11900	5320	-23100	23700	120	2340	-11200			
320	-2160	10600	-86,6	-2070	2070	500	2070	-12600	3780	-24600	24900	140	1710	-12000			
340	-1190	11300	-191	-1570	1590	520	1000	-12800	1840	-25100	25100	160	841	-12200			
360	0	6660	0	-6200	6200	540	0	-12900	0	-25100	25100	180	0	-12200			
380	-2710	3290	-3560	-8970	9650	560	-852	-12300	-1700	-24500	24500	200	-843	-12200			
400	-1490	7640	-3230	-4370	5430	580	-1730	-12000	-3460	-24000	24200	220	-1720	-12000			
420	-1290	8500	-3660	-2740	4570	600	-2370	-11200	-4750	-22500	23000	240	-2380	-11200			
440	-2420	9150	-4560	-796	4630	620	-2140	-9950	-4370	-19900	20400	260	-2230	-10000			

## Продовження табл.А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-3210	10500	-3820	1600	4140	640	-610	-8910	-1470	-17900	17900	280	-862	-8950
480	-2990	11900	-1290	2590	2890	660	1700	-9280	2830	-18400	18600	300	1140	-9130
500	-2070	12600	1140	1230	1670	680	3210	-11400	5370	-22000	22600	320	2160	-10600
520	-1000	12800	1550	-1210	1970	700	2550	-14100	3740	-25300	25600	340	1190	-11300
540	0	12900	0	-2450	2450	0	0	-15300	0	-22000	22000	360	0	-6660
560	852	12300	-1720	-1840	2520	20	-2570	-14100	138	-17400	17400	380	2710	-3290
580	1730	12000	-1510	580	1620	40	-3240	-11400	-1750	-19100	19100	400	1490	-7640
600	2370	11200	625	1940	2040	60	-1740	-9290	-450	-17800	17800	420	1290	-8500
620	2140	9950	2700	1040	2900	80	563	-8910	2980	-18100	18300	440	2420	-9150
640	610	8910	2710	-1010	2890	100	2100	-9930	5310	-20400	21100	460	3210	-10500
660	-1700	9280	637	-1920	2030	120	2340	-11200	5320	-23100	23700	480	2990	-11900
680	-3210	11400	-1500	-569	1600	140	1710	-12000	3780	-24600	24900	500	2070	-12600
700	-2550	14100	-1710	1850	2510	160	841	-12200	1840	-25100	25100	520	1000	-12800
720	0	15300	0	3070	3070	180	0	-12200	0	-25100	25100	540	0	-12900