

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Двигуни внутрішнього згорання

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Дослідження впливу питомої маси поршневої групи на навантаженість
деталей та ефективність бензинового двигуна

Виконав: студент(ка) 2(м) курсу, групи T-411м
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Науменко С.В.

Керівник д.т.н., професор Г. І. Слинко

Рецензент _____

Запоріжжя
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Транспортний факультет

Кафедра Двигуни внутрішнього згорання

Ступінь вищої освіти магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ

Слинько Г. І.

2022 року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Науменко Сергій Володимирович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу питомої маси поршневої групи на навантаженість деталей та ефективність бензинового двигуна

керівник проекту (роботи) Слинько Г. І., д.т.н., професор,

затверджені наказом вищого навчального закладу від 28.11.2022 № 411

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 5 грудня 2022 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 4-циліндровий двигун МеМЗ-317 номінальною потужністю 56,6 кВт при 5500 хв⁻¹

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) обґрунтування актуальності теми дослідження; основні положення використаних методик; тепловий розрахунок двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі; динамічний розрахунок двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі; розрахунок запасу міцності поршня і поршневого пальця; дослідження впливу питомої маси поршневої групи на навантаженість поршня, поршневого пальця і на ефективність двигуна МеМЗ-317; аналіз отриманих результатів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Статистична діаграма величини m'_p ; результати теплового розрахунку – $p(V)$ і $T(V)$ діаграми двигуна МеМЗ-317; діаграми обертальних моментів і діаграми сил P_p , N , S , K , T при різних значеннях маси m'_p двигуна МеМЗ-317; рисунки розрахункових схем поршня і поршневого пальця; порівняльні таблиці навантажень на поршень і поршковий палець двигуна МеМЗ-317

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-7	Слинько Г.І., д.т.н., професор		
нормо-контроль	Слинько В.В., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання «01» вересня 2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срок виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2022	
2	Обґрунтування актуальності дослідження	10.09.2022	
3	Описання методик дослідження	20.09.2022	
4	Тепловий розрахунок двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі	01.10.2022	
5	Динамічний розрахунок двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі	15.10.2022	
6	Розрахунок на міцність поршня двигуна МеМЗ-317	01.11.2022	
7	Розрахунок на міцність поршневого пальця двигуна МеМЗ-317	10.11.2022	
8	Дослідження впливу питомої маси поршневої групи на навантаженість поршня, поршневого пальця і на ефективність двигуна МеМЗ-317	20.11.2022	
9	Формування висновків з магістерської роботи	25.11.2022	
10	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	30.11.2022	
11	Розробка презентації та доповіді до захисту	02.12.2022	
12	Подання роботи до захисту	05.12.2022	

Студент(ка)

(підпис)

Науменко С.В.

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Слинько Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 78 с., 12 табл., 21 рис., 22 джерела.

ДИНАМІКА, ЕФЕКТИВНИЙ ОБЕРТАЛЬНИЙ МОМЕНТ, КІНЕМАТИКА, ПИТОМА МАСА, ПОРШНЕВИЙ КОМПЛЕКТ, ПОРШЕНЬ

Мета даної роботи – визначити вплив маси деталей поршневої групи на ефективні показники двигуна МеМЗ-317, на навантаженість цих деталей виникаючими силами та моментами, визначити практичну доцільність зміни маси деталей ДВЗ.

Об’єкт дослідження – деталі поршневої групи двигуна МеМЗ-317.

Предмет дослідження – величина та характер впливу питомої маси поршневого комплекту на навантаження поршня і поршневого пальця та на ефективні показники двигуна МеМЗ-317.

За результатами роботи опубліковано тези доповідей на вузівській конференції «Тиждень науки», величини питомої маси поршневих комплектів $m'_п$ ДВЗ різних типів; закономірності (та їх причини) впливу $m'_п$ на навантаженість поршня, поршневого пальця, колінчастого валу бензинового 4-тактного ДВЗ використані в навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка» – впроваджені в курс дисципліни «Динаміка двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Магістерська робота виконана в рамках кафедральної науково-дослідної роботи НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах».

Робота приймала участь у I етапі Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт за секцією «Транспортна».

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП	8
1 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Дослідження тенденцій зміни маси шатунного та поршневого комплектів ДВЗ	10
1.2 Вимоги до масогабаритних показників деталей поршневої групи ДВЗ	14
1.3 Висновки за розділом	15
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	16
2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна MeM3- 317	16
2.2 Основні положення аналітично-розрахункової методики дослідження	19
2.3 Висновки за розділом	23
3 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА MEM3-317 БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	24
3.1 Вихідні дані до розрахунку	24
3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	25
3.3 Контроль та аналіз результатів теплового розрахунку	29
3.4 Висновки за розділом	34
4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА MEM3-317 БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	35
4.1 Розрахунок та аналіз сил, що діють на поршень та шатун	35
4.2 Розрахунок сил, що діють на кривошип	40
4.3 Обертальний момент на кривошипі	42

4.4 Висновки за розділом	45
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПИТОМОЇ МАСИ ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ НА СИЛИ ТА МОМЕНТИ В КШМ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА	46
5.1 Результати впливу варіативного фактору m_p	46
5.2 Висновки за розділом	53
6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ ДВИГУНА МЕМЗ-317	55
6.1 Вихідні дані	55
6.2 Розрахунок елементів поршня на міцність	57
6.3 Розрахунок теплових зазорів	61
6.4 Вплив маси поршневого комплекту на напруження в поршні	63
6.5 Висновки за розділом	65
7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ ДВИГУНА МЕМЗ-317	66
7.1 Розрахунок поршневого пальця базового двигуна на номінальному режимі	66
7.2 Вплив маси поршневого комплекту на напруження в поршневому пальці	71
7.3 Висновки за розділом	71
ВИСНОВКИ	72
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	75
ДОДАТОК А	78

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм;

МеМЗ – Мелітопольський моторний завод;

ПКВ – кут повороту колінчатого валу, °;

ЦПГ – циліндро-поршнева група;

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

N_e – ефективна потужність, кВт;

N – бічна сила, що діє на поршень, Н;

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

P_j – сила інерції зворотно-поступально рухомих мас, Н;

P_{π} – сила, що діє на поршень вздовж осі циліндра, Н;

P_r – сила тиску газів, Н;

S – сила, що діє на шатун, Н;

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

τ_i, σ_i – напруження різних видів, МПа.

ВСТУП

Протягом всього часу існування двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) снує тенденція до зменшення маси їх деталей. Особливо це стосується поршня як однієї з найбільш навантажених деталей ДВЗ. Поршень сприймає значні знакозмінні сили, а також теплові навантаження від газів в циліндрі. Найбільшого поширення в сучасних ДВЗ отримали поршні з алюмінієвих сплавів, зміцнені зсередини сталевими пластинами. За останні роки маса поршнів значно зменшилась, що позитивно сприяє швидкісним характеристикам двигуна. Проте залишається недостатньо вивченим питання впливу маси поршня на навантаження власне деталей поршневої групи та на ефективні показники двигуна (потужність, витрата палива, обертальний момент).

Мета і завдання дослідження

Мета даної роботи – визначити вплив маси деталей поршневої групи на ефективні показники двигуна МеМЗ-317, на навантаженість цих деталей виникаючими силами та моментами, визначити практичну доцільність зміни маси деталей ДВЗ.

Для досягнення мети вирішено ряд **завдань**:

- провести аналіз тенденцій зміни питомої маси деталей поршневої групи та обґрунтувати доцільність дослідження;
- обрати необхідні дослідницькі методики;
- визначити вплив маси поршневої групи на ефективні показники двигуна МеМЗ-317 (ефективна потужність, ефективна витрата палива, ефективний обертальний момент);
- визначити вплив маси поршневої групи на навантаження поршня і поршневого пальця двигуна МеМЗ-317;
- зробити висновки та розробити рекомендації.

Об’єкт дослідження – деталі поршневої групи двигуна МеМЗ-317.

Предмет дослідження – величина та характер впливу питомої маси поршневого комплекту на навантаження поршня і поршневого пальця та на ефективні показники двигуна MeM3-317.

Методи дослідження: теоретичні (аналіз, синтез, індукція, дедукція) та практичні (аналітично-розрахунковий метод). Для виконання розрахунків використовувались комп'ютерні програми Engine Calculation, Microsoft Office Excel 2007.

Наукова новизна роботи – встановлено причини неоднозначності впливу маси деталей поршневої групи на навантаження елементів поршня, поршневого пальця, колінчастого валу.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- методика розрахунку впливу маси поршневого комплекту на ефективний обертальний момент двигуна може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;

- величини питомої маси поршневих комплектів m'_n ДВЗ різних типів, закономірності (та їх причини) впливу на навантаженість деталей ДВЗ (поршень, поршковий палець, колінчастий вал) використовуються в навчальному процесі підготовки бакалаврів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» – в курсі дисципліни «Динаміка двигунів внутрішнього згорання» (акт впровадження).

Результати роботи апробовані на вузівській конференції, **опубліковано** тези доповідей:

Слинько, Г. І. Про різність маси деталей циліндропоршневої групи [Електронний ресурс] / Г. І. Слинько, С. В. Науменко // Тиждень науки-2022 : щоріч. наук.-практ. конф., 18-22 квітня 2022 р. : тези доп. / Редкол.: В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – С.133–134.

Робота приймала участь у I етапі Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт за секцією «Транспортна».

1 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Дослідження тенденцій зміни маси шатунного та поршневого комплектів ДВЗ

На рисунку 1.1 видно зміну габаритних показників поршнів двигунів МеМЗ, які вироблялися з 1980-х до 2010-х років. Одночасно зі зменшенням розмірів зменшувалась і маса деталей поршневої групи. Тенденція полегшення деталей поршневої і шатунної груп загалом характерна не тільки для вітчизняного, але і для світового двигунобудування [1–10]. З цього випливає актуальність дослідження впливу питомої маси шатунно-поршневої групи на ефективні показники бензинового двигуна і на надійність його роботи. В літературі це питання досліджено недостатньо широко.



Рисунок 1.1 – Поршні бензинових двигунів Мелітопольського моторного заводу [11]

Проведено аналіз значного масиву даних щодо маси деталей бензинових 4-тактних ДВЗ. В якості джерел інформації використовувались автомобільні сайти drive2.ru, онлайн-магазини запчастин, інтернет-форуми. Проведено зважування деталей двигунів в лабораторії випробування ДВЗ на кафедрі «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка».

Оскільки ДВЗ мають різний діаметр циліндра, для порівняльних характеристик використовуємо величину питомої маси поршневого комплекту $m'_{\text{п}}$ та величину питомої маси шатунного комплекту $m'_{\text{ш}}$.

Питома маса – це відношення маси комплекту (в кг) до площі поршня $F_{\text{п}}$ (площі плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра)

$$m'_{\text{п}} = m_{\text{п}} / F_{\text{п}}, \quad (1.1)$$

$$m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} / F_{\text{п}}. \quad (1.2)$$

Всього визначено маси та питомі маси поршнів для 26 двигунів, маси та питомі маси шатунів для 10 двигунів.

Фіксувались маси комплектів, а саме поршневий комплект, який складається:

- поршень;
- поршневий палець;
- стопорні кільця (якщо передбачено конструкцією);
- компресійні кільця;
- маслосборні кільця,

та шатунний комплект, який складається:

- шатун;
- кришка шатуна;
- болти шатунні;
- втулка верхньої головки шатуна.

Результати вимірювань та зафіксовані величини $m'_{\text{п}}$ і $m'_{\text{ш}}$ наведено в таблиці 1.1. Там же вказано діаметр циліндра двигуна та рік початку його серійного виробництва.

Дані, в таблиці 1.1 представлені у вигляді точкових діаграм на рисунку 1.2.

Таблиця 1.1 – Питома маса поршневого ($m'_п$) та шатунного ($m'_ш$) комплектів

Двигун	D, мм	$m'_п$, кг/м ²	$m'_ш$, кг/м ²	Рік початку виробництва
MeM3-968	76	105	200	1965
MeM3-245	72	93...109	—	1988
MeM3-307	75	86...94	—	2002
MeM3-317	77,5	83...92	—	2007
BA3-2101	76	103	—	1970
BA3-21011	79	97	—	1974
BA3-2108	76	92	148	1984
BA3-21083	82	96	—	1987
BA3-2105	79	87...105	—	1979
BA3-2110	82	92...98	128...131	1987
BA3-2112	82	84...96	—	1997
BA3-21124	82	93	130	2004
BA3-21126	82	65	78	2007
BA3-2115	82	63	—	1997
BA3-21116	82	64	—	2011
BA3-21213	82	91	—	1994
BA3-11194	76,5	—	86	2016
ГАЗ-21	88	130	162	1956
ЗМЗ-24,53	92	118...132	146	1968
УМЗ-417,451	92	123...132	145	1989
ЗМЗ-402	92	131	245	1981
VW 1,4 AHW	76,5	72...79	95...102	1997
УМЗ-421	100,5	100...103	122	1993
Opel Kadett 1.3	75	—	108	1984
Toyota 1G-EU	75	77	—	1979
Honda RBB (K24A3, K24A2)	87	75	—	2003
Honda RWC (K23A1)	86	80	—	2006
Honda PNC (K20A3)	86	75	—	2004
Honda RAA (K24A4)	87	73	—	2002
УЗАМ 412	82	115	—	1969
УЗАМ 412ДЭ	82	105	—	1982
УЗАМ 3317	85	110	—	1994
УЗАМ 0102	82	114	—	—

Примітка. Значна розбіжність величин $m'_п$ та $m'_ш$ пояснюється тим, що деталі виготовляються протягом багатьох років (інколи десятиліть) різними виробниками

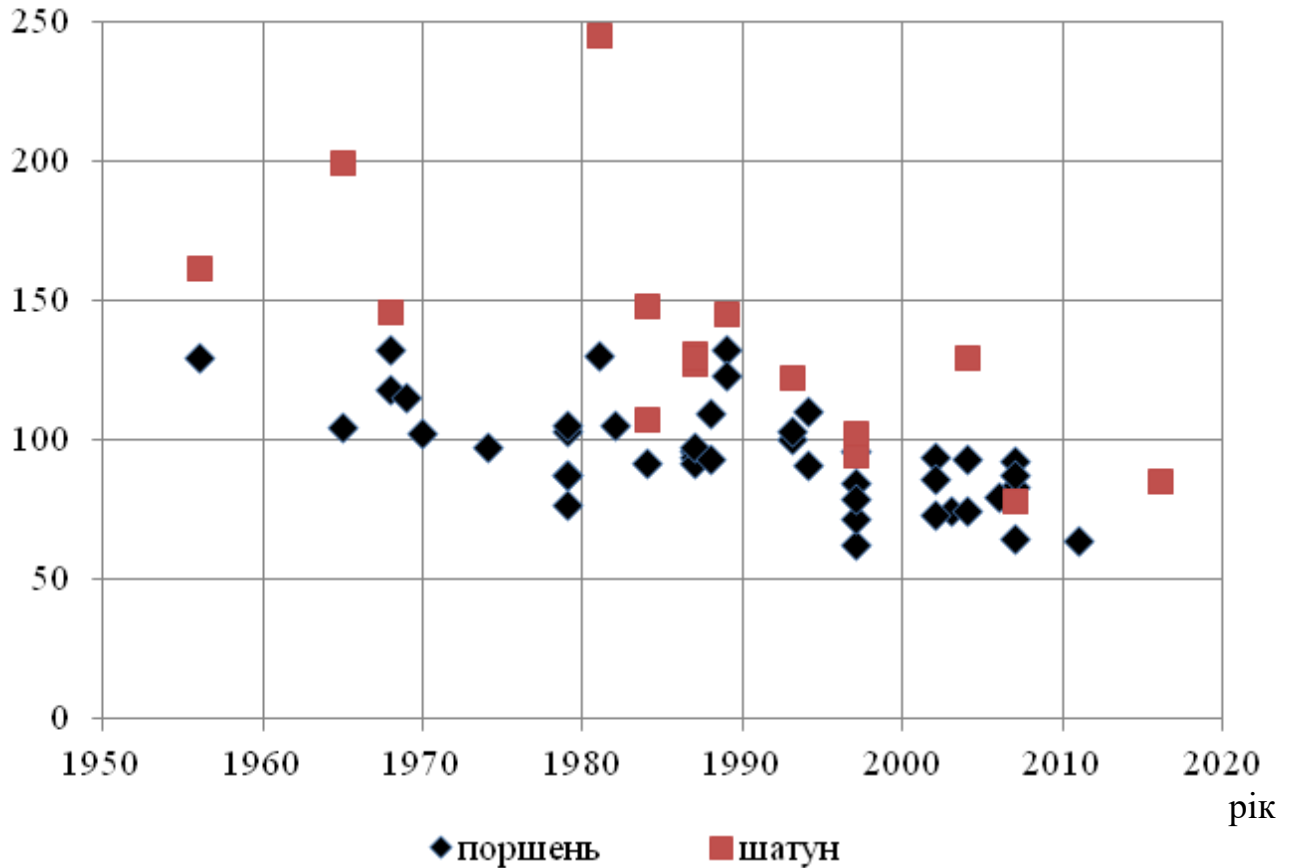
$m'_p, m'_ш,$
 кг/м^2


Рисунок 1.2 – Еволюція величини питомої маси поршневого та шатунного комплектів $m'_p, m'_ш$ двигунів легкових автомобілів

Виходячи з аналізу таблиці 1.1 та рисунку 1.2 встановлено тенденцію до зменшення середньої питомої маси поршневих комплектів ДВЗ різних виробників з 130 кг/м^2 до 63 кг/м^2 (на 48 %) та шатунних комплектів з 200 кг/м^2 до 78 кг/м^2 (на 39 %). Це, в свою чергу, вказує на необхідність проведення досліджень щодо впливу питомої маси деталей поршневої групи на завантаженість деталей та ефективність бензинового двигуна MeMЗ-317.

1.2 Вимоги до масогабаритних показників деталей поршневої групи ДВЗ

Після процесів виготовлення заготовок та механічної обробки деталей двигунів внутрішнього згорання спостерігається значний розбіг маси отриманих деталей. Для нерухомих деталей (блок циліндрів, головка циліндрів, корпуси, кришки) двигунів серійного виробництва це неважливо. Для деталей, що здійснюють обертальний рух (колінчастий вал, розподільчий вал, маховик), також. Проте різниця в масі окремих однойменних деталей безумовно впливає на кінематику і на динамічні навантаження вузлів, у яких такі деталі працюють сумісно. Головним чином, це кривошипно-шатунний механізм (КШМ) [12].

Згідно вимог технічної документації та досвіду роботи фахівців-мотористів, рекомендовано при первинному збиранні та, за потреби, ремонті двигуна, ставити деталі КШМ з наступними вимогами:

- маса всіх поршневих комплектів (разом поршень, поршковий палець, поршкові кільця, стопорні кільця) має бути однаковою;
- маса всіх шатунних комплектів (разом шатун, кришка шатуна, підшипники, втулка верхньої головки) має бути однаковою.

Окремі мотористи витримують лише рівність поршневого і шатунного комплектів разом. Інші намагаються вирівняти масу всіх шатунів окремо, і всіх кришок шатунів окремо.

Деталі циліндро-поршневої групи (ЦПГ), що випускаються промисловістю, доопрацьовуються шляхом знімання матеріалу деталі високообертовим інструментом в некритичних з точки зору міцності місцях. Ця робота супроводжується значними витратами часу, проте її необхідність виглядає необґрунтованою. Різниця маси шатунно-поршневих комплектів зазвичай нормується виробником і складає [12, 13, 14]:

- для високообертових двигунів легкових автомобілів – від 0,5 г до 2 г;
- для масових двигунів легкових автомобілів – від 3 г до 10 г;

– для нефорсованих двигунів старих конструкцій (ЗМЗ-402, ГАЗ-51, М-20, ЗІЛ-130, ЗІЛ-375) – від 12 г до 16 г;

– для дизельних двигунів вантажних автомобілів – 30 г.

З наведених даних видно, що найменшу різницю у вазі повинні мати деталі сучасних швидкохідних двигунів.

Загалом, про сучасні ДВЗ нових поколінь (випуску 2000...2022 років) можна обґрунтовано стверджувати наступне:

– величина питомої маси шатуна $m'_{ш}$ у двигунів певного типу (бензинові або дизельні) різних марок змінюється незначно;

– габаритні розміри (а значить і маса) поршневого пальця залежить головним чином від рівня форсування двигуна. Поршеві пальці практично не підлягають зменшенню маси (при збереженні сталі в якості конструкційного матеріала);

– величина питомої маси всієї поршневої групи $m'_п$ може значно змінюватись, залежно від умов роботи поршня, режимів роботи двигуна, технічного рівня заводу-виробника тощо.

1.3 Висновки за розділом

З проведеного аналізу тенденцій зміни маси деталей поршневої та шатунної груп впливає актуальна задача дослідити вплив маси деталей поршневої групи на ефективні показники двигуна МеМЗ-317, на навантаженість деталей поршневої групи виникаючими в ЦПГ та КШМ силами та моментами, визначити практичну доцільність зміни маси деталей ДВЗ в більшу чи меншу сторону.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

В даному розділі розглянуто особливості конструкції двигуна МеМЗ-317, який є об'єктом дослідження; обґрунтовано використані в роботі дослідницькі методики та наведено їх основні положення.

2.1 Технічна характеристика та особливості конструкції двигуна МеМЗ-317

Двигун МеМЗ-317 встановлюється на легкові автомобілі. Двигун 4-тактний, бензиновий з зовнішнім сумішоутворенням. Система розподіленого впорскування палива – з електронним керуванням. Основні технічні характеристики двигуна показано в таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна [15]

Технічні характеристики	Значення
Кількість циліндрів	4
Розташування циліндрів	Рядне
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Діаметр циліндра, мм	77,5
Хід поршня, мм	73,5
Робочий об'єм двигуна, л	1,386
Ступінь стиснення	9,8
Номінальна потужність, кВт	56,6
Передавальне число головної передачі	4,176
Максимальна частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	5800
Максимальний обертальний момент, Н·м	112,7
Частота обертанням відповідна максимальному крутному моменту, хв ⁻¹	3000...3300
Мінімальна частота обертання холостого ходу, хв ⁻¹	870+70
Мінімальна питома витрата палива, г/кВт · год	273,4
Номінальна частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	5300...5500

Загальний вигляд двигуна показано на рисунку 2.1, поперечний розріз – на рисунку 2.2.

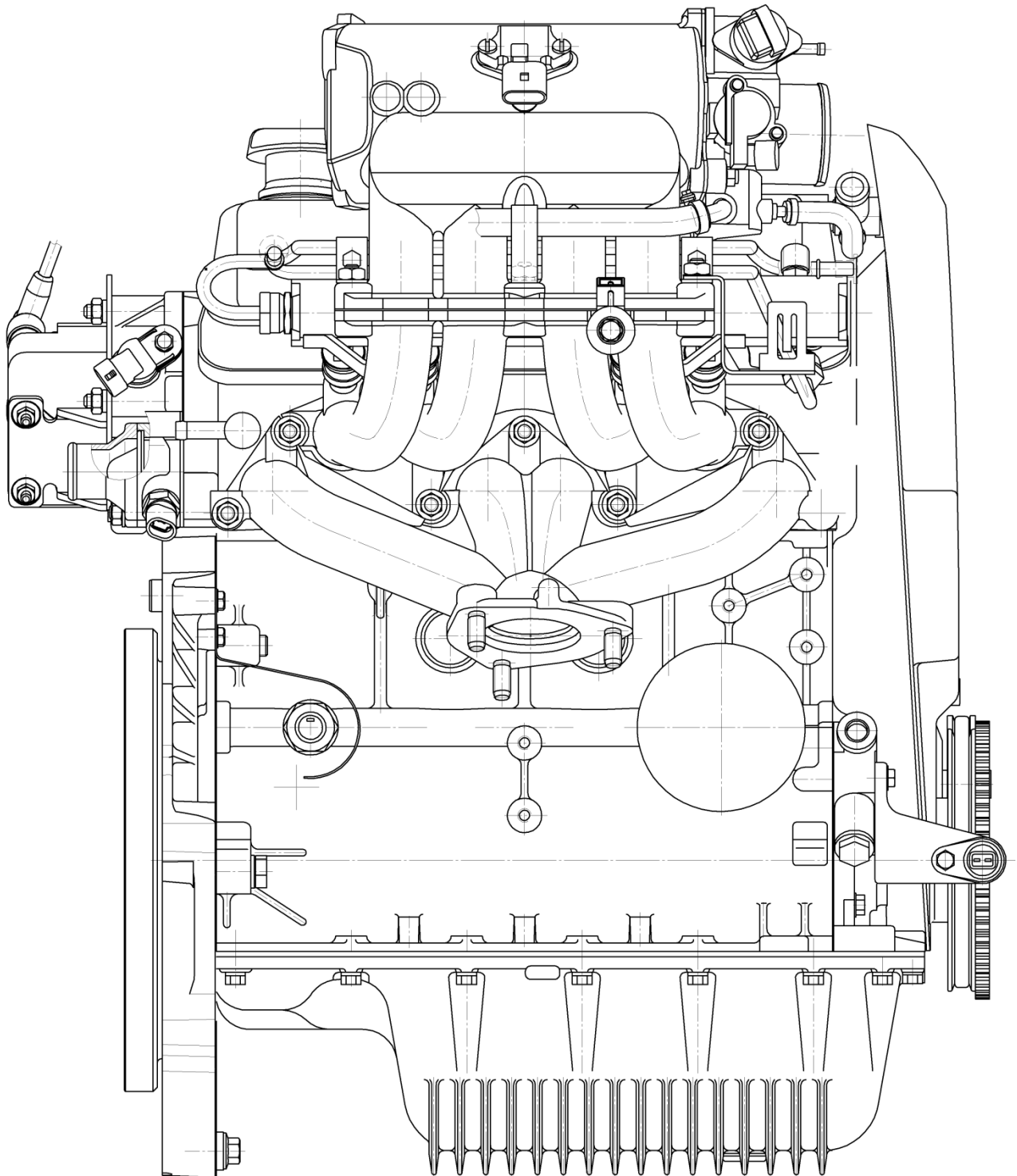


Рисунок 2.1 – Двигун MeMZ-317. Загальний вигляд

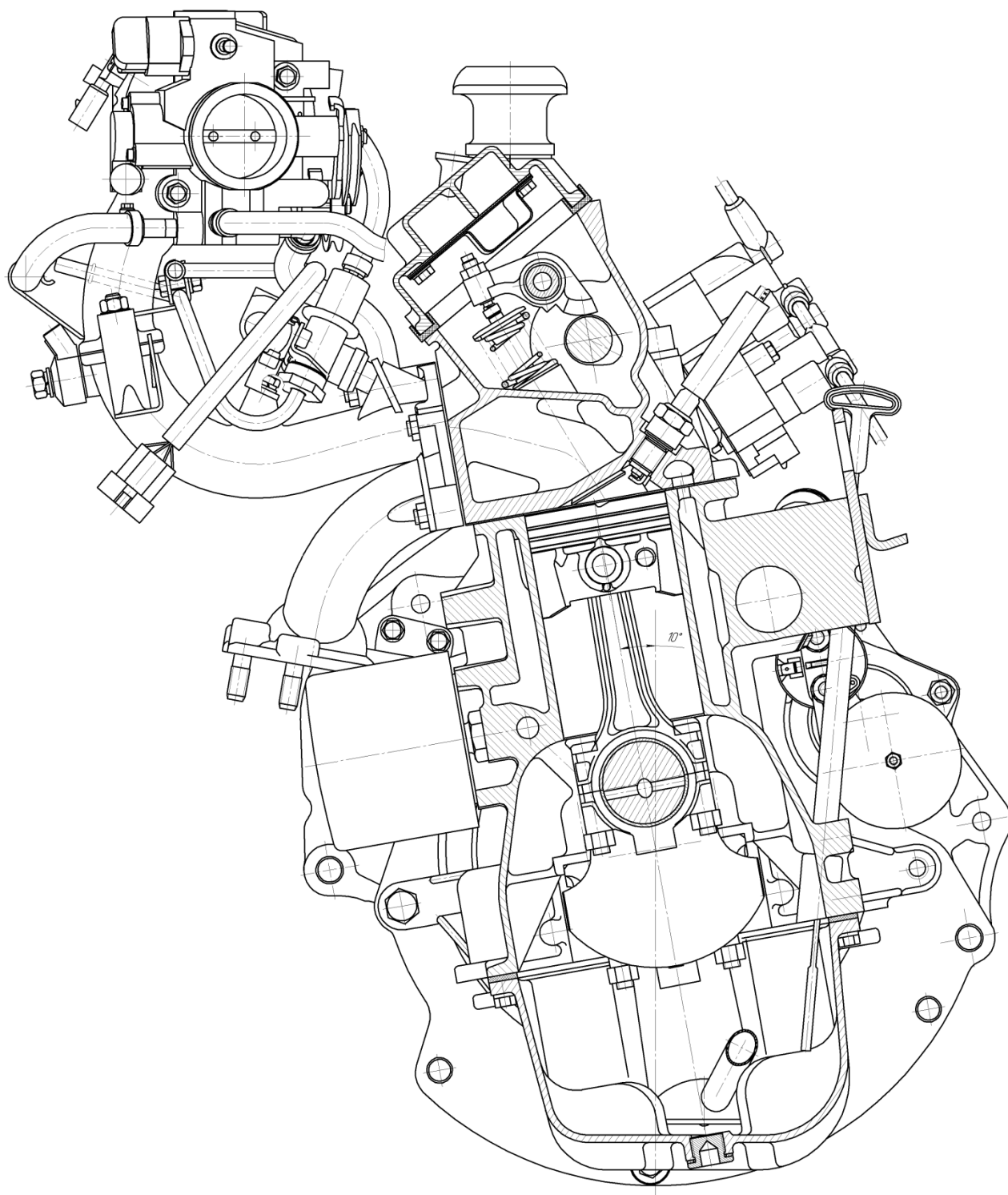


Рисунок 2.2 – Двигун MeM3-317. Поперечний розріз

На поршні двигуна встановлюються два компресійні і одне маслоз'ємне кільце. Кільця чавунні. Для поліпшення умов припрацювання кілець на них нанесено фосфатне покриття. Для збільшення ресурсу двигуна кромки верхнього кільця закруглені. Маслоз'ємне кільце виконано збірним з двох

сталевих кілець і розширювача.

Поршневий палець плаваючого типу, при якому палець одночасно має можливість прокручуватися як у бобишках поршня, так і у верхній головці шатуна, чим досягається рівномірний та зменшений його знос, зменшений розігрів, механічні втрати та низька ймовірність заїдання. Запобігання осьовому переміщенню досягається сталевими стопорними кільцями. Для зменшення ваги поршневий палець виконаний порожнім.

Стрижень шатуна виконаний із двотавровим перетином. Для зменшення коефіцієнта тертя поршнева головку споряджається латунною втулкою, а кривошипна – біметалевими сталєалюмінієвими вкладишами (підшипниками ковзання). Роз'єм у кривошипної шийки перпендикулярний до осі шатуна і плоским.

Колінчастий вал повноопорний суцільний з противагами на кожній щоці. У ньому виконано мастильні канали для змащування шатунних підшипників. Для забезпечення можливості статичного та динамічного балансування друге коліно має виступ. Для приводу масляного насосу, насосу охолоджуючої рідини, а також механізму газорозподілу, носок колінчастого валу має ділянку з дисками та ділянку зі шпоночним пазом. Для зменшення ймовірності зминання поверхонь шпонкового паза використано сегментну шпонку. Маховик закріплюється шістьма болтами.

2.2 Основні положення аналітично-розрахункової методики дослідження

Тепловий розрахунок (розрахунок робочого циклу) двигуна в роботі виконано за фізико-математичною моделлю (ФММ) професора Я. О. Єгорова [16], яка реалізована у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation [17,

20, 21]. Система рівнянь (3.1) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня [17]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\pi} r_{\kappa} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{\kappa}}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Для використання комп'ютерної програми Engine Calculation необхідно підготувати таблицю початкових даних. За результатами розрахунку циклу двигуна отримуємо параметри стану робочого тіла в циліндрі за цикл:

- кут повороту кривошипа φ (з кроком 1° ПКВ);
- тиск робочого тіла в циліндрі P , Па;
- температура робочого тіла в циліндрі T , К;
- маса робочого тіла в циліндрі m , г;
- поточний об'єм стиснення v , м^3 ,

а також величини індикаторних показників двигуна:

- індикаторна робота L_i , Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск p_i , МПа;
- індикаторний ККД η_i ;
- питома індикаторна витрата палива g_i , $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

На всі перераховані величини питома маса деталей шатунно-поршневої групи m_A безпосередньо не впливає.

Далі, з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ), виконується динамічний розрахунок двигуна.

Відповідно до схеми дії сил в кривошипно-шатунному механізмі (рисунок 2.3), в тепловому та динамічному розрахунку двигуна необхідно визначити наступні величини:

- сила тиску газів P_r , діюча на поршень;
- сила інерції зворотно-поступально рухомих мас P_j ;
- осьова сила P_n , діюча на поршень вздовж осі циліндра;
- бічна сила N , діюча на поршень по нормалі до стінки циліндра;
- сила S , діюча вздовж шатуна;
- сила K , діюча на кривошип у напрямку осі обертання валу;
- тангенціальна сила T , діюча на кривошип нормально до сили K ;
- обертальний момент M_1 на одному кривошипі;
- сумарний обертальний момент $M_{\text{сум}}$ від всіх циліндрів.

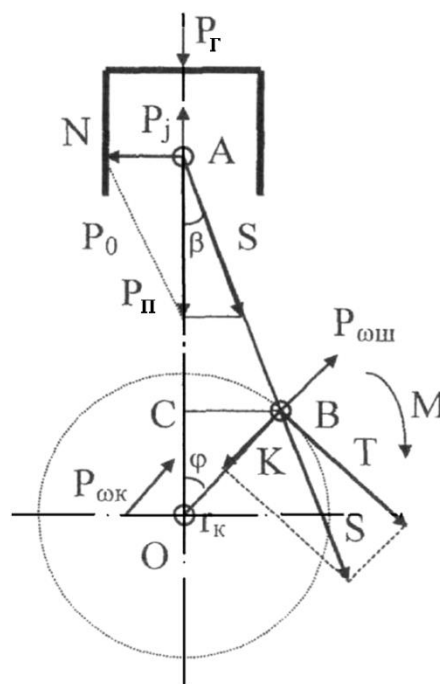


Рисунок 2.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі

Сила тиску газів P_r , діюча на поршень, N , визначається за формулою

$$P_r = (p - p_0) \cdot F_n, \quad (2.2)$$

де p – значення тиску робочого тіла в циліндрі, Па;

p_0 – тиск в картері двигуна (зазвичай приймається рівним тиску атмосферного повітря), Па;

F_{π} – площа поршня – площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, м^2 .

З рівняння 3.2 випливає, що крива сил тиску газів від кута повороту колінчастого валу має той же характер, що і крива тиску газів p [18].

Відповідно до свого фізичного сенсу, по осі циліндра, але у протилежному до сили P_{Γ} напрямку на поршень діє сила інерції зворотно-поступально рухомих мас P_j , яку розраховують за формулою

$$P_j = -m_A \cdot j, \quad (2.3)$$

де m_A – еквівалентна маса, зосереджена в точці А (див. рисунок 2.3), кг;

j – прискорення поршня, м/с^2

$$j = r_k \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cdot \cos 2\varphi), \quad (2.4)$$

де r_k – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість обертання кривошипа, рад/с;

φ – кут повороту кривошипа, ° ПКВ;

$\lambda_k = r_k/L_{\text{ш}}$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна. Це конструктивний параметр, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму.

Тоді формула сили інерції зворотно-поступально рухомих мас набуває вигляду

$$P_j = -m_A \cdot r_k \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cdot \cos 2\varphi), \quad (2.5)$$

Результуюча сила P_{π} , що діє на поршень вздовж осі циліндра, складається з сили тиску газів та сили інерції. Силу P_{π} визначаємо за формулою

$$P_{\pi} = P_{\Gamma} + P_j, \quad (2.6)$$

Підставляючи значення формул 3.2 і 3.5 до формули 3.6, отримуємо формулу результуючої сили P_{π}

$$P_{\pi} = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A \cdot r_k \cdot \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cdot \cos 2\varphi), \quad (2.7)$$

Знаючи величину сили P_{π} , за відомими методиками [18, 19] можна розрахувати значення інших сил (N , S , K , T ,) та обертальних моментів, діючих в двигуні. Таким чином, представлена методика дозволяє дослідити вплив питомої маси шатунно-поршневої групи m_A на ефективні показники (ефективний обертальний момент від одного циліндра та всього двигуна) бензинового двигуна.

2.3 Висновки за розділом

Розглянуто особливості конструкції об'єкта дослідження – бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна MeM3-317. Наведено основні положення розрахункової методики, що дозволяє дослідити вплив питомої маси поршневої групи m'_{π} на ефективний обертальний момент бензинового двигуна MeM3-317.

3 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА МЕМЗ-317 БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

В розділі наведено результати розрахунку робочого циклу бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна МЕМЗ-317 базової конструкції. Розрахунок виконуємо за методикою, описаною в розділі 2.2 користуючись вказівками [19]. За результатами розрахунку визначено індикаторні та ефективні показники двигуна. Розраховано параметри стану робочого тіла в циліндрі за цикл.

3.1 Вихідні дані до розрахунку

Згідно до технічних характеристик двигуна (див. розділ 2.1) приймаємо вихідні дані для розрахунку:

- число циліндрів $i = 4$;
- тактність 4-тактний;
- розташування циліндрів – рядне;
- потужність $N_e = 56,6$ кВт;
- частота обертання валу $n = 5500$ хв⁻¹;
- тиск повітря $p_k = 101000$ Па;
- температура повітря $T_o = 293$ К;
- ступінь стиснення $\varepsilon = 9,8$;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра $S/D = 0,948$;
- паливо – бензин.

3.2 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

Теплота згорання палива (бензину) $H_{\text{и т}} = 44$ МДж/кг.

Показник процесу згорання вибираємо на основі рекомендацій за емпіричними даними, для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2 \dots 4,0$ [9]. Приймаємо $m_1 = 3,6$.

Кількість циліндрів $i = 4$.

Розташування циліндрів – рядне.

Діаметр циліндра $D = 0,0775$ м.

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

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{2} 0,0775^2 = 0,00471 \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Радіус кривошипа $r_{\text{к}} = 0,0335$ м.

$$r_{\text{к}} = \frac{S}{2} = \frac{0,0735}{2} = 0,03675 \text{ м}. \quad (3.2)$$

Приймаємо відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_{\text{к}} = r_{\text{к}}/L_{\text{ш}} = 0,305$. Тоді довжина шатуна

$$L_{\text{ш}} = r_{\text{к}} / \lambda_{\text{к}} = 0,03675 / 0,305 = 0,12 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Площа теплообміну поршня $F_{\text{п}}'$ залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ $F_{\text{п}}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{\text{п}}$ [19]. Тоді

$$F_{\pi}' = 1,08 \cdot F_{\pi} = 1,08 \cdot 0,00471 = 0,00509 \text{ м}^2. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\pi}$ [19]. Тоді

$$F_k = 1,22 \cdot F_{\pi} = 1,22 \cdot 0,00471 = 0,00575 \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за формулою

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,0775^2 \cdot 0,03675 \cdot \frac{1}{9,8 - 1} = 0,0000394 \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

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

Температура повітря на вході в двигун $T_k = T_o = 293 \text{ К}$.

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 330 + 60 = 390^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60^\circ$ – для бензинових ДВЗ [19].

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 $\alpha = 0,92$.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,000347 \cdot 1,201 \cdot 0,750 = 0,0003124 \text{ кг/цикл}, \quad (3.10)$$

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

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101000}{287 \cdot 293} = 1,201 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.11)$$

η_v – коефіцієнт наповнення дорівнює

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

$$\eta_v = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101000 - 8080}{101000} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,1 \cdot 970} = 0,750;$$

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

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,08 \cdot 101000 = 8080 \text{ Па}; \quad (3.13)$$

$\Delta T = 10 \text{ К}$ – підігрів заряду на впуску для бензинових ДВЗ;

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

$T_r = 970 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,0003124}{0,92 \cdot 14,96} = 22,70 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.14)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Приймаємо $T_w = 470 \text{ К}$.

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101000 - 8080 = 92920 \text{ Па.} \quad (3.15)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 10 + 0,1 \cdot 970) = 363,6 \text{ К.} \quad (3.16)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,1) \cdot 0,0003124 = 0,0003436 \text{ кг/цикл.} \quad (3.17)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,000347 = 0,0003859 \text{ м}^3. \quad (3.18)$$

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

$$\begin{aligned} P_a V_a &= R m_a T_a, \\ 92920 \cdot 0,0003859 &= 287 \cdot 0,0003473 \cdot 363,2, \\ 35,8578 &= 35,8558. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,006 %.

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

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця:

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

$$m_A = (90 + 0,25 \cdot 130) \cdot 0,00471 = 0,578 \text{ кг},$$

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

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ визначаємо на основі даних двигуна МеМЗ-317.

Розрахунковий крок приймаємо $\Delta\varphi = 1^\circ$.

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

3.3 Контроль та аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна МеМЗ-317 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).

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна MeM3-317 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 2. Показник процесу згорання	44000000 3,6	$H_{\text{ут}}, \text{Дж/кг}$ m_1
IV.	Конструктивні дані 3. Кількість циліндрів 4. Рядний (1); V-подібний (0) 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	4 1 0,0775 0,004715 0,03675 0,305 0,00509 0,00575 0,0000394	i — $D, \text{м}$ $F_{\text{п}}, \text{м}^2$ $r_k, \text{м}$ λ_k $F_{\text{п}}', \text{м}^2$ $F_k, \text{м}^2$ $V_c, \text{м}^3$
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 13. Температура повітря	101000 293	$p_k, \text{Па}$ $T_k, \text{К}$
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	330 390	$\varphi_c, \text{град.}$ $\varphi_z, \text{град.}$
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	575,7 0,92 0,0000227 460	$\omega, \text{рад/с}$ α $\Delta m_{\text{тц}}, \text{кг/цикл}$ $T_w, \text{К}$
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 23. Об'єм робочої порожнини	92920 363,6 0,0003436 0,0003859	$p_a, \text{Па}$ $T_a, \text{К}$ $m_a, \text{кг/цикл}$ $V_a, \text{м}^3$
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,578	$m_A, \text{кг}$
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi, \text{град.}$

Магістрант

Науменко С.В.

Керівник

Слинько Г.І.

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V·10 ³ , м ³
180	89,999	363,6	0,344	0,3860
190	90,716	364,8	0,344	0,3841
200	92,689	367,4	0,344	0,3786
210	96,073	371,5	0,344	0,3693
220	101,139	377,3	0,344	0,3563
230	108,322	385,1	0,344	0,3396
240	118,276	395,2	0,344	0,3191
250	131,993	408,0	0,344	0,2953
260	150,984	424,2	0,344	0,2684
270	177,608	444,6	0,344	0,2391
280	215,637	470,0	0,344	0,2082
290	271,257	501,9	0,344	0,1767
300	354,836	541,8	0,344	0,1459
310	483,840	591,6	0,344	0,1168
320	686,605	653,1	0,344	0,0909
330	1 001,934	726,1	0,344	0,0692
340	1 466,308	812,6	0,344	0,0529
350	2 328,016	1 040,5	0,345	0,0428
360	4 443,241	1 801,3	0,35	0,0394
370	6 347,414	2 724,0	0,359	0,0428
380	5 990,086	3 122,6	0,365	0,0529
390	4 277,005	2 907,5	0,366	0,0692
400	2 943,825	2 626,7	0,366	0,0909
410	2 088,032	2 395,1	0,366	0,1168
420	1 541,333	2 207,8	0,366	0,1459
430	1 184,884	2 056,7	0,366	0,1767
440	945,968	1 934,3	0,366	0,2082
450	781,386	1 834,8	0,366	0,2391
460	665,252	1 753,5	0,366	0,2684
470	581,698	1 686,8	0,366	0,2953
480	520,740	1 632,0	0,366	0,3191
490	475,930	1 587,1	0,366	0,3396
500	443,015	1 550,3	0,366	0,3563
510	419,153	1 520,3	0,366	0,3693
520	402,445	1 496,3	0,366	0,3786
530	391,657	1 477,4	0,366	0,3841
540	380,861	1 464,5	0,366	0,3860

В результаті розрахунку циклу двигуна визначено основні циклові індикаторні показники:

– індикаторна робота $L_i = 416,931$ Дж/цикл;

- середній індикаторний тиск $p_i = 1,2031$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4704$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 196,0$ г/(кВт·год).

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 416,931 \cdot \frac{5500}{2 \cdot 60} \cdot 0,74 = 56,56 \text{ кВт}, \quad (3.21)$$

де $\eta_m = 0,74$ – прийнятий механічний ККД двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = g_i / \eta_m = 196,0 / 0,74 = 264,9 \text{ г/(кВт·год)}. \quad (3.22)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,2031 \cdot 0,74 = 0,890 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4704 \cdot 0,74 = 0,348. \quad (3.24)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,1 %, за середнім ефективним тиском 0 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку – див. розділ 3.1).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску $p_{\max} = 6531,8$ кПа (при 374 ° ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3122,6$ К (при 380 ° ПКВ). Ці величини не перевищують максимально допустимі для

бензинових ДВЗ $p_{\text{доп}} = 8 \dots 10$ МПа і $T_{\text{доп}} = 3000 \dots 3200$ К [19], тобто на номінальному режимі забезпечується надійна тривала робота двигуна.

За результатами розрахунку циклу двигуна на номінальному режимі будемо згорнуту індикаторну діаграму $p(V)$ і $T(V)$ (рисунки 3.1, 3.2).

p , МПа

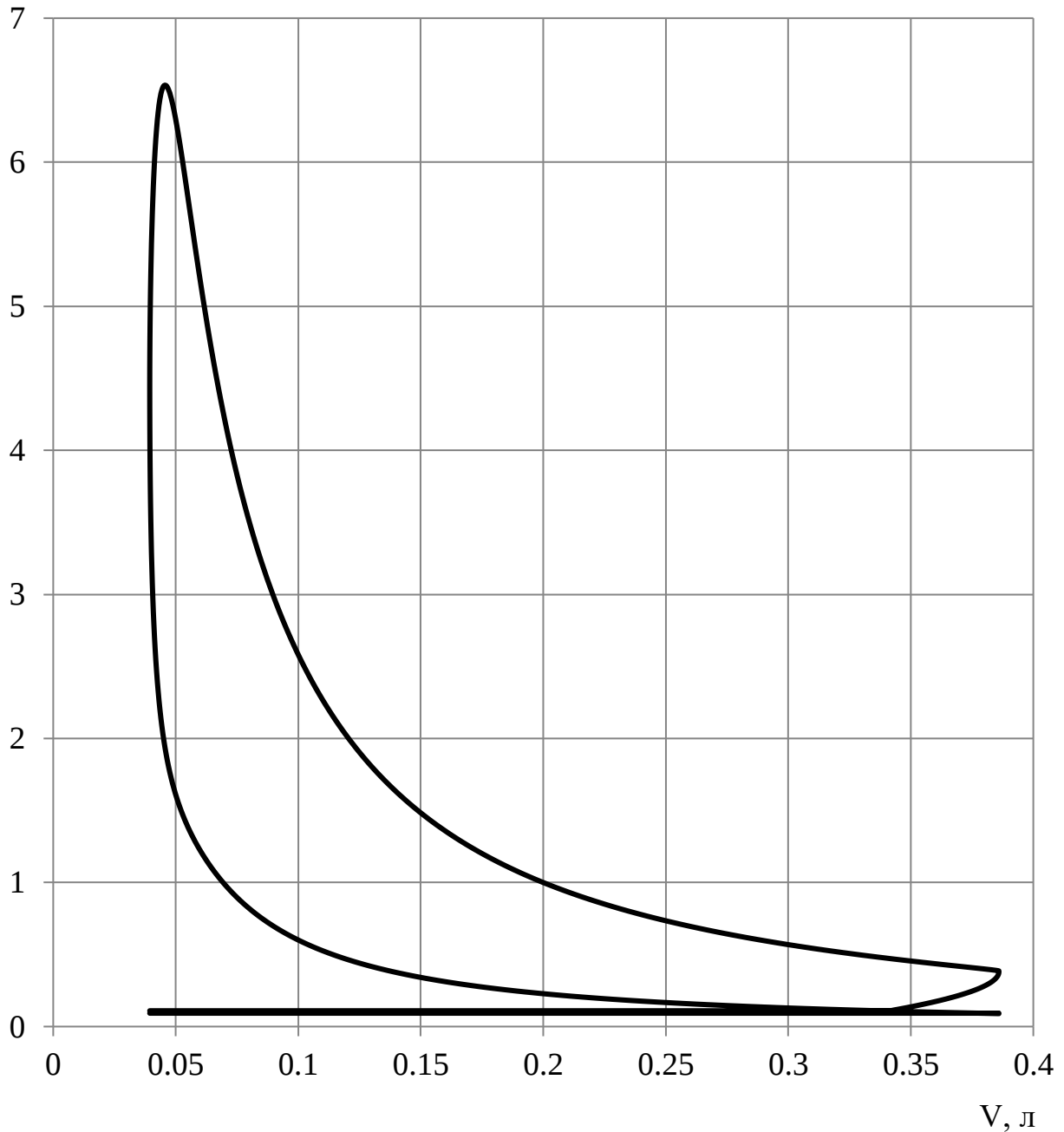


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску $p(V)$ двигуна MeM3-317

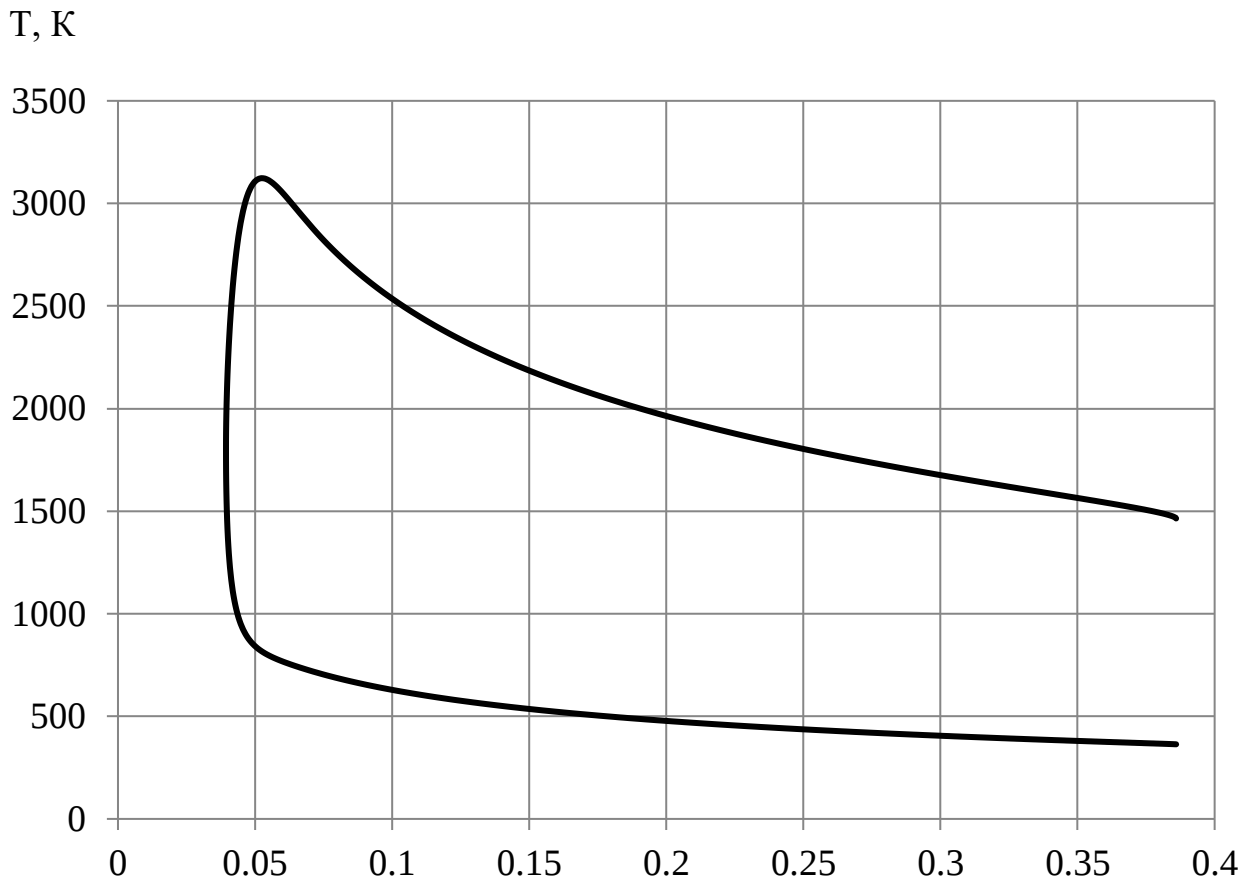


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма $T(V)$ двигуна MeM3-317

3.4 Висновки за розділом

Розраховані індикаторні показники двигуна MeM3-317 відповідають показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [19]. Розраховані ефективні показники двигуна MeM3-317 на номінальному режимі: ефективна потужність $N_e = 56,56$ кВт; ефективна питома витрата палива $g_e = 264,9$ г/(кВт·год); середній ефективний тиск $p_e = 0,89$ МПа; ефективний ККД $\eta_e = 0,348$. Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,1 %, що свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МЕМЗ-317 БАЗОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

4.1 Розрахунок та аналіз сил, що діють на поршень та шатун

Сила тиску газів P_r , діюча на поршень, визначається за формулою (3.2)

$$P_r = (p - p_o) \cdot F_{\pi} = (4443241 - 101000) \cdot 0,00471 \cdot 10^{-3} = 20,452 \text{ кН},$$

де p – значення тиску робочого тіла в циліндрі, знаємо з таблиці 3.2. Розрахунок виконуємо для кута повороту кривошипа $\varphi = 360^\circ$ ПКВ. Розраховані значення для інших кутів від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ наведено в таблиці 4.1;

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

$F_{\pi} = 0,00471 \text{ м}^2$ – площа поршня.

Сила інерції зворотно-поступально рухомих мас P_j визначається за формулою (3.5)

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

$$P_j = -0,578 \cdot 0,0335 \cdot 575,7^2 \cdot (\cos 360^\circ + 0,305 \cdot \cos 720^\circ) \cdot 10^{-3} = -8,375 \text{ кН},$$

де $m_A = 0,578$ кг – еквівалентна маса, зосереджена в точці А;

$r_k = 0,0335$ м – радіус кривошипа;

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

$\lambda_k = 0,305$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна.

φ – кут повороту кривошипа, $^\circ$ ПКВ.

Таблиця 4.1 – Значення сил в циліндропоршневій групі та в кривошипно-шатунному механізмі двигуна MeM3-317 при роботі на номінальному режимі, кН

φ, ° ПКВ	P _г	P _і	P _п	N	S	T	K
0	-0,038	-8,375	-8,413	0,000	-8,413	0,000	-8,413
20	-0,038	-7,530	-7,568	-0,794	-7,609	-3,334	-6,840
40	-0,038	-5,256	-5,294	-1,058	-5,399	-4,214	-3,375
60	-0,038	-2,230	-2,268	-0,621	-2,352	-2,275	-0,596
80	-0,038	0,725	0,687	0,216	0,720	0,714	-0,094
100	-0,038	2,954	2,916	0,918	3,057	2,712	-1,410
120	-0,038	4,187	4,149	1,136	4,302	3,025	-3,059
140	-0,038	4,576	4,538	0,907	4,628	2,222	-4,060
160	-0,038	4,531	4,493	0,471	4,518	1,094	-4,383
180	-0,052	4,460	4,408	0,000	4,408	0,000	-4,408
200	-0,039	4,531	4,492	-0,471	4,517	-1,094	-4,382
220	0,001	4,576	4,577	-0,915	4,667	-2,241	-4,094
240	0,081	4,187	4,269	-1,169	4,426	-3,112	-3,147
260	0,235	2,954	3,189	-1,004	3,343	-2,966	-1,543
280	0,540	0,725	1,265	-0,398	1,326	-1,315	-0,173
300	1,196	-2,230	-1,035	0,283	-1,073	1,038	-0,272
320	2,758	-5,256	-2,498	0,499	-2,547	1,988	-1,592
340	6,431	-7,530	-1,099	0,115	-1,105	0,484	-0,994
360	20,452	-8,375	12,077	0,000	12,077	0,000	12,077
380	27,738	-7,530	20,208	2,120	20,319	8,903	18,264
400	13,390	-5,256	8,134	1,626	8,295	6,474	5,186
420	6,784	-2,230	4,554	1,247	4,722	4,567	1,197
440	3,980	0,725	4,705	1,482	4,932	4,890	-0,642
460	2,658	2,954	5,611	1,767	5,883	5,219	-2,715
480	1,977	4,187	6,164	1,688	6,391	4,494	-4,544
500	1,611	4,576	6,187	1,237	6,310	3,029	-5,535
520	1,420	4,531	5,951	0,624	5,984	1,449	-5,805
540	1,318	4,460	5,778	0,000	5,778	0,000	-5,778
560	0,797	4,531	5,328	-0,559	5,357	-1,297	-5,198
580	0,275	4,576	4,852	-0,970	4,948	-2,376	-4,340
600	0,041	4,187	4,228	-1,158	4,384	-3,083	-3,117
620	0,041	2,954	2,995	-0,943	3,140	-2,785	-1,449
640	0,041	0,725	0,766	-0,241	0,803	-0,796	-0,105
660	0,041	-2,230	-2,189	0,600	-2,270	2,196	-0,575
680	0,041	-5,256	-5,215	1,043	-5,318	4,151	-3,325
700	0,041	-7,530	-7,489	0,786	-7,530	3,300	-6,769
720	0,041	-8,375	-8,334	0,000	-8,334	0,000	-8,334

Результуюча сила P_n , що діє на поршень вздовж осі циліндра, визначається за формулою (3.6)

$$P_n = P_r + P_j = 20,452 + (-8,375) = 12,077 \text{ кН},$$

Графіки сил P_n , P_r , P_j від кута повороту колінчастого валу показані на рисунку 4.1.

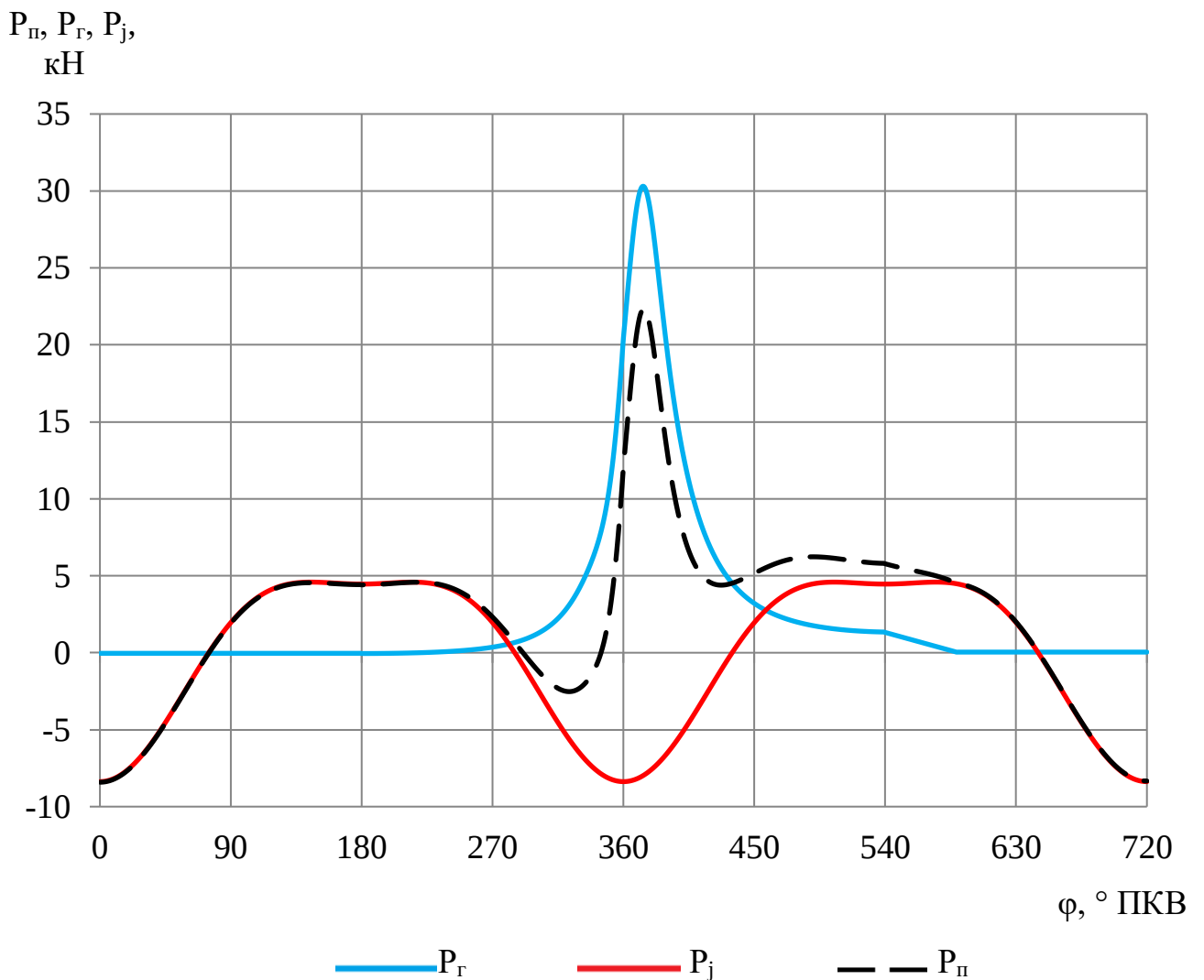


Рисунок 4.1 – Графіки сил P_n , P_r , P_j від кута повороту колінчастого валу двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі

З рисунку 4.1 видно, що при під час такту впуску (від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 180^\circ$ ПКВ):

– поршень рухається від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ), і сила інерції поршня змінюється від $P_j = -8,375 \text{ кН}$ до $P_j = 4,46 \text{ кН}$;

– за рахунок втрат на впуску газова сила $P_r < 0$;

– за рахунок малості газової сили P_r , графік результуючої сили P_n практично співпадає з графіком сили інерції;

Під час такту стиснення (від $\varphi = 180^\circ$ ПКВ до $\varphi = 360^\circ$ ПКВ):

– поршень рухається від НМТ до ВМТ, і сила інерції змінюється від $P_j = 4,46 \text{ кН}$ до $P_j = -8,375 \text{ кН}$;

– по мірі стиснення газу в циліндрі газова сила P_r зростає, а по досягненню кута початку згорання $\varphi_c = 330^\circ$ ПКВ зростає ще більш інтенсивно, сягаючи величини $P_r = 20,452 \text{ кН}$ при $\varphi = 360^\circ$ ПКВ;

– на початку процесу стиснення графік результуючої сили P_n практично повторює графік сили інерції P_j , проте при подальшому стисненні робочого тіла в циліндрі і його згоранні, величина газової сили переважає над силою інерції (на графіку це виглядає як локальний мінімум $P_n = -2,525 \text{ кН}$ при $\varphi = 323^\circ$ ПКВ).

Під час такту розширення (від $\varphi = 360^\circ$ ПКВ до $\varphi = 540^\circ$ ПКВ):

– поршень рухається від ВМТ до НМТ, і сила інерції змінюється від $P_j = -8,375 \text{ кН}$ до $P_j = 4,46 \text{ кН}$;

– за рахунок продовження горіння паливоповітряної суміші тиск в циліндрі зростає, сягаючи максимуму $p_{\max} = 6531,8 \text{ кПа}$ при 374° ПКВ (див. розділ 3.3 роботи), відповідно, і газова сила має максимальне значення $P_r = 30,289 \text{ кН}$ при куті $\varphi = 374^\circ$ ПКВ. Далі, внаслідок ходу поршня від ВМТ до НМТ та спадання тиску в циліндрі, газова сила зменшується до величини $P_r = 1,318 \text{ кН}$;

– під час процесу згорання в циліндрі через значну перевагу $P_j < P_r$ характер зміни результуючої сили ближче до P_r . Проте, зі зменшенням тиску в циліндрі, вплив сили інерції отримує більший вплив на характер зміни P_n .

Під час такту випуску (від $\varphi = 540^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ):

– поршень рухається від НМТ до ВМТ, і сила інерції змінюється від $P_j = 4,46$ кН до $P_j = -8,375$ кН;

– при відкритті органів випуску відпрацьовані газы витісняються поршнем, але здебільшого залишають циліндр самоплином ($P_r > 0$), проте робота, витрачена на випуск невелика ($P_r \sim 0$);

– за рахунок малості газової сили P_r , графік результуючої сили P_n практично співпадає з графіком сили інерції P_j .

Сила P_n розкладається на дві сили:

– бічна сила, що діє на поршень (тут і далі розрахунок для $\varphi = 360^\circ$ ПКВ)

$$N = P_n \cdot \operatorname{tg}\beta = 12,077 \cdot 0^\circ = 12,077 \text{ кН}, \quad (4.1)$$

де $\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi)$ [19];

– сила, що діє на шатун

$$S = \frac{P_n}{\cos\beta} = \frac{12,077}{\cos 0^\circ} = 12,077 \text{ Н}. \quad (4.2)$$

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

З рисунка 4.2 випливає, що бічна сила N , яка притискає поршень до стінок циліндра, має максимальне значення $N_{\max} = 2,177$ кН при $\varphi = 383^\circ$ ПКВ. Коли сила N має великі значення, поршень сильніше притискається до циліндра, чим інтенсифікується їх зношування.

Тим не менше, сила N значно менша за величиною за силу S , тому графік останньої практично співпадає з графіком сили $P_n = f(\varphi)$.

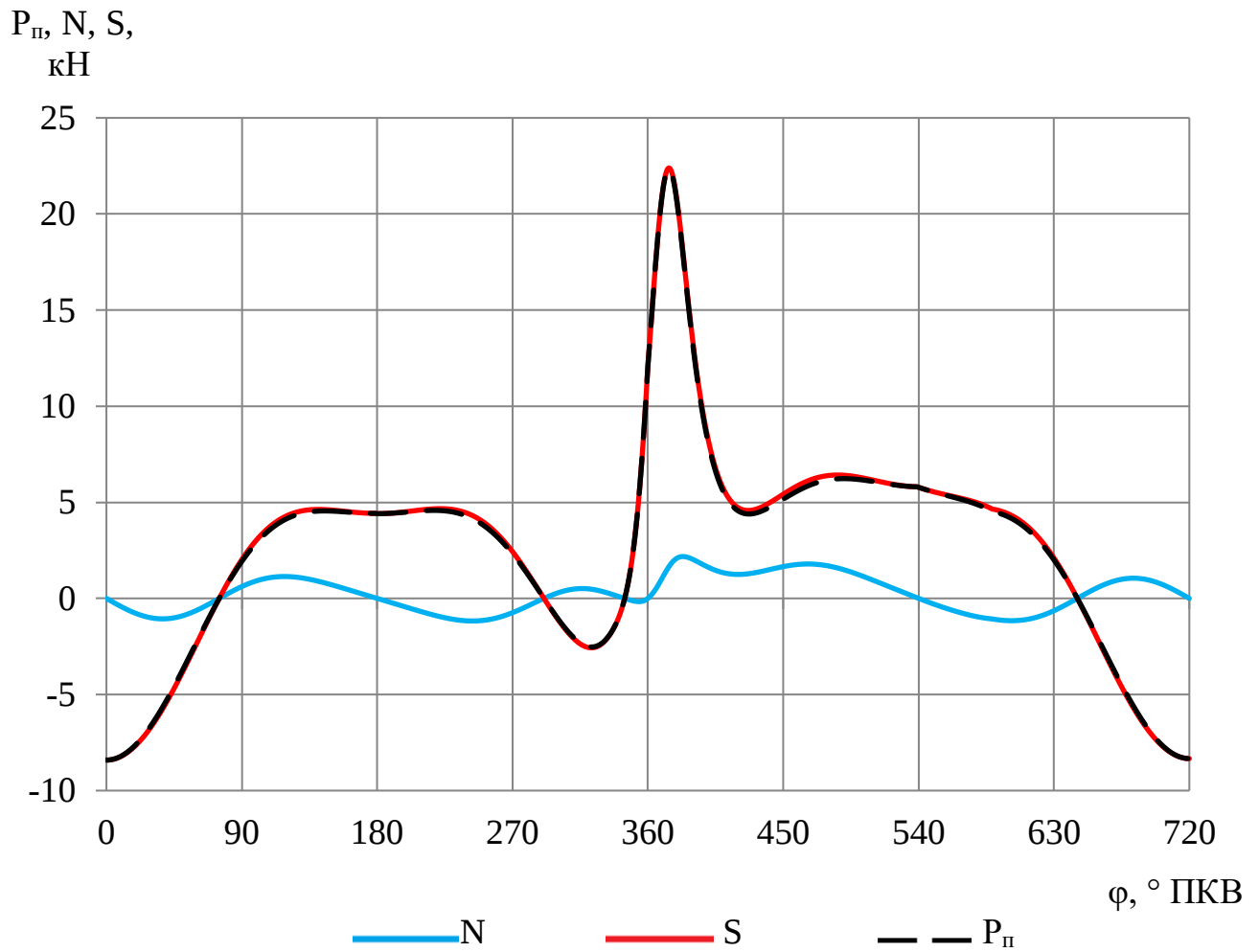


Рисунок 4.2 – Графіки сил P_n , N , S від кута повороту колінчастого валу двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі

4.2 Розрахунок сил, що діють на кривошип

Для кута $\varphi = 360^\circ$ ПКВ виконано розрахунок сил, що діють на кривошип:

– тангенціальна сила

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = 12,077 \cdot \frac{\sin(360^\circ + 0^\circ)}{\cos 0^\circ} = 0 \text{ Н.} \quad (4.3)$$

– нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = 12,077 \cdot \frac{\cos(360^\circ + 0^\circ)}{\cos 0^\circ} = 12,077 \text{ кН.} \quad (4.4)$$

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

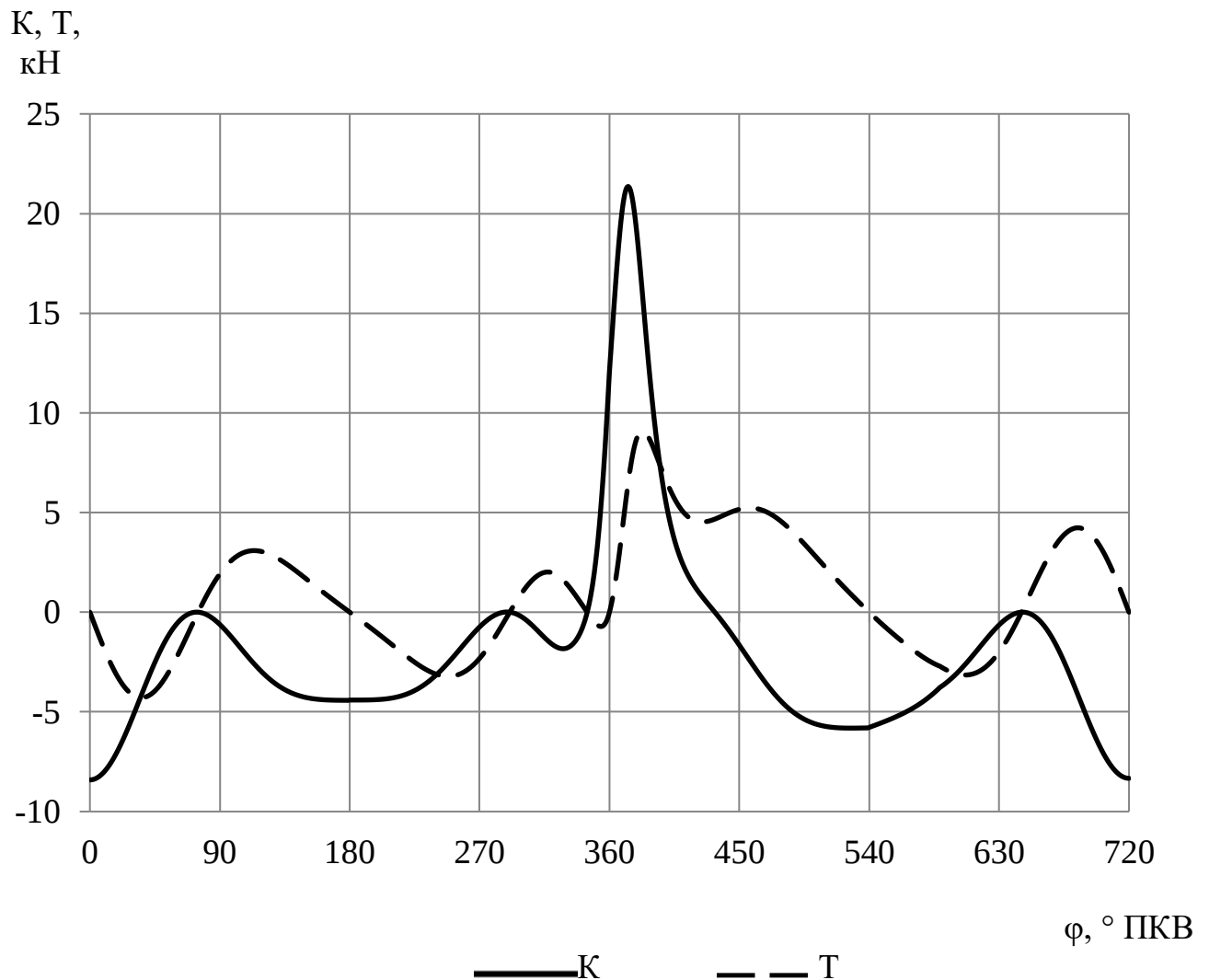


Рисунок 4.3 – Графіки сил K , T від кута повороту колінчастого валу двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі

З рисунку 4.3 випливає, що сила K має максимальне значення $K_{\max} = 21,357$ кН при $\varphi = 373^\circ$ ПКВ, сила T має максимальне значення $T_{\max} = 9,091$ кН при $\varphi = 383^\circ$ ПКВ.

4.3 Обертальний момент на кривошипі

В розділі 4.2 визначено величину тангенціальної сили T , що діє на кривошип. Тепер можна розрахувати індикаторний обертальний момент на кривошипі за наступною формулою (для $\varphi = 360^\circ$ ПКВ) [19]

$$M_1 = T \cdot r_k = 0 \cdot 0,0335 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.5)$$

Розраховано значення M_1 для інших кутів ПКВ (див. таблицю 4.2), побудовано графічну залежність $M_1 = f(\varphi)$, (див. рисунок 4.4).

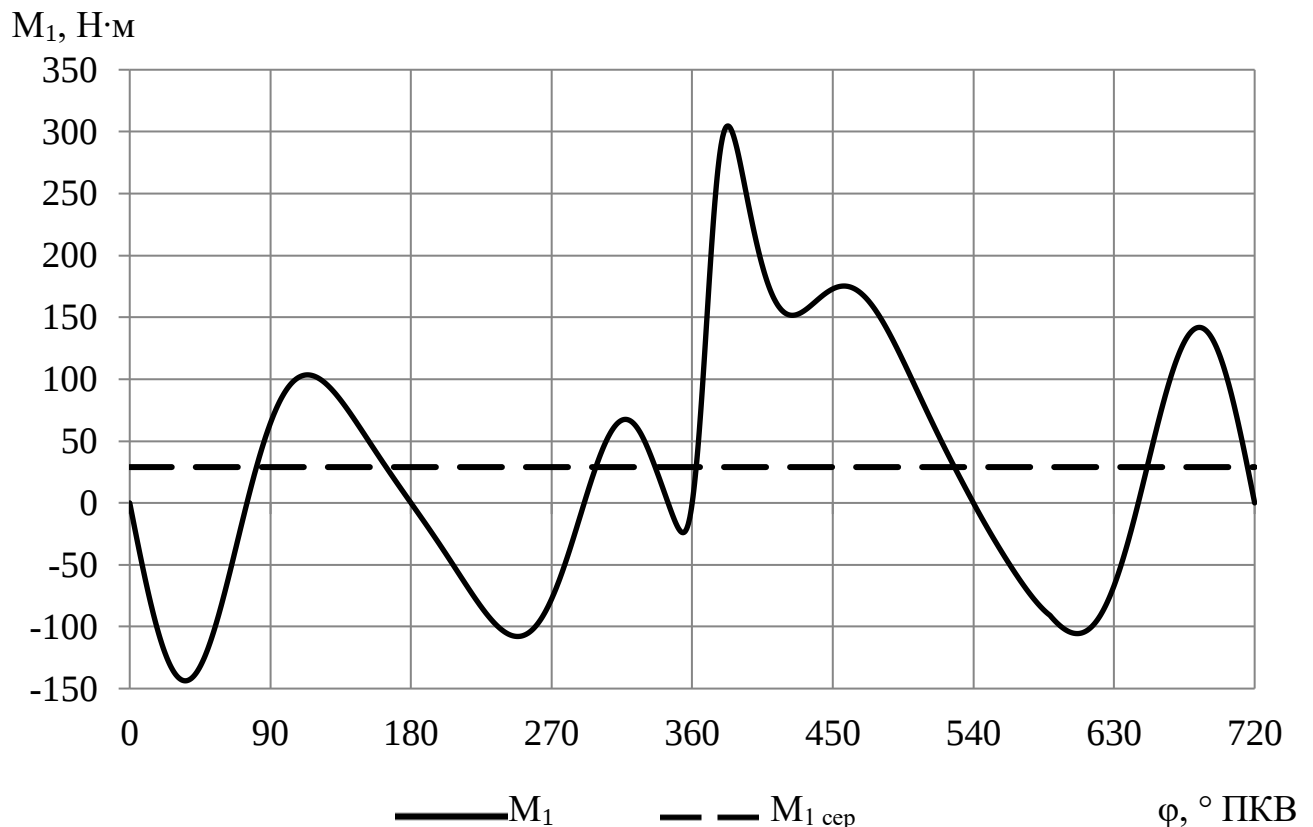


Рисунок 4.4 – Обертальний момент одного циліндра

Таблиця 4.2 – Таблиця індикаторних обертальних моментів одного циліндра та всього двигуна, Н·м

φ, ° ПКВ	M ₁	M ₂	M ₃	M ₄	M _{сум}
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
20	-111,699	-36,635	-43,453	298,256	106,469
40	-141,160	-75,073	-79,580	216,879	-78,935
60	-76,207	-104,263	-103,275	153,007	-130,739
80	23,918	-99,370	-93,308	163,832	-4,928
100	90,848	-44,046	-26,667	174,844	194,979
120	101,346	34,759	73,555	150,563	360,223
140	74,438	66,601	139,056	101,485	381,579
160	36,644	16,225	110,534	48,534	211,937
180	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
200	-36,635	298,256	-111,699	-43,453	106,469
220	-75,073	216,879	-141,160	-79,580	-78,935
240	-104,263	153,007	-76,207	-103,275	-130,739
260	-99,370	163,832	23,918	-93,308	-4,928
280	-44,046	174,844	90,848	-26,667	194,979
300	34,759	150,563	101,346	73,555	360,223
320	66,601	101,485	74,438	139,056	381,579
340	16,225	48,534	36,644	110,534	211,937
360	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
380	298,256	-43,453	-36,635	-111,699	106,469
400	216,879	-79,580	-75,073	-141,160	-78,935
420	153,007	-103,275	-104,263	-76,207	-130,739
440	163,832	-93,308	-99,370	23,918	-4,928
460	174,844	-26,667	-44,046	90,848	194,979
480	150,563	73,555	34,759	101,346	360,223
500	101,485	139,056	66,601	74,438	381,579
520	48,534	110,534	16,225	36,644	211,937
540	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
560	-43,453	-111,699	298,256	-36,635	106,469
580	-79,580	-141,160	216,879	-75,073	-78,935
600	-103,275	-76,207	153,007	-104,263	-130,739
620	-93,308	23,918	163,832	-99,370	-4,928
640	-26,667	90,848	174,844	-44,046	194,979
660	73,555	101,346	150,563	34,759	360,223
680	139,056	74,438	101,485	66,601	381,579
700	110,534	36,644	48,534	16,225	211,937
720	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Максимальне значення індикаторного обертового моменту $M_1 = 304,55 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $\varphi = 383^\circ$ ПКВ, середнє значення $M_{1\text{ср}} = 28,936 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Знаючи обертовий момент для першого циліндра і порядок роботи циліндрів двигуна МеМЗ-317 (1–3–4–2), заповнюємо таблицю обертових моментів двигуна (таблиця 4.2). Далі знаходимо сумарний обертовий момент двигуна

$$M_{\text{сум } i} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4. \quad (4.6)$$

Для кута $\varphi = 360^\circ$ ПКВ

$$M_{\text{сум } 360} = 0 + 0 + 0 + 0 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для кута $\varphi = 380^\circ$ ПКВ

$$M_{\text{сум } 380} = 298,256 + (-43,453) + (-36,635) + (-111,699) = 106,469 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

і так далі.

Всі значення сумарного обертового моменту заносимо до таблиці 4.2 та будуємо графік (рисунок 4.5). Визначаємо максимальне значення індикаторного обертового моменту двигуна $M_1 = 396,379 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховуємо середній індикаторний обертовий момент двигуна на номінальному режимі роботи

$$M_i = \Sigma M_{\text{сум } i} / 720 = 83334,644 / 720 = 115,743 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.7)$$

Розраховуємо середній ефективний обертовий момент двигуна на номінальному режимі роботи

$$M_e = M_{\text{сум } i} \cdot \eta_m = 106,469 \cdot 0,74 = 85,649 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.8)$$

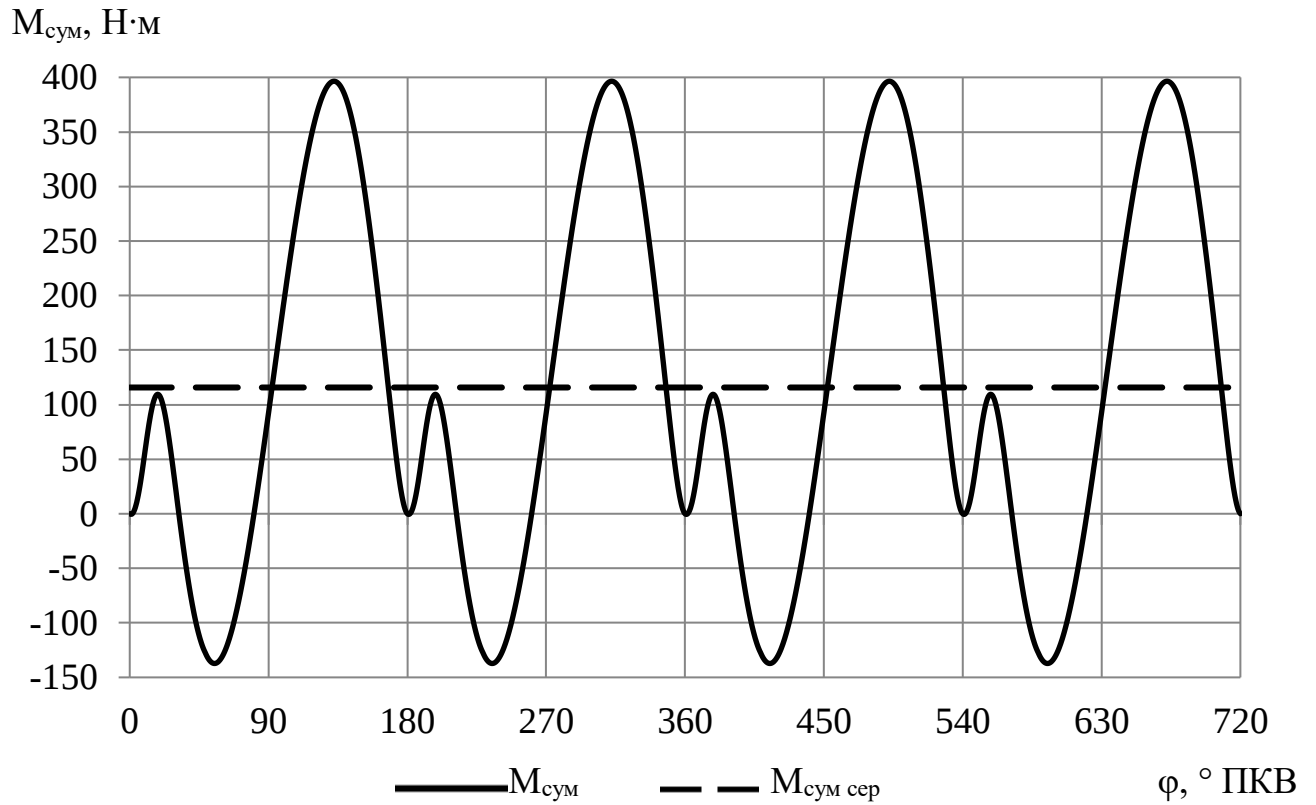


Рисунок 4.5 – Сумарний обертальний момент двигуна MeM3-317

4.4 Висновки за розділом

Розраховано сили що діють на поршень, шатун, шийку колінчатого валу двигуна MeM3-317 базової конструкції на номінальному режимі. Ці дані є основою для порівняльних розрахунків двигуна зі зміненою масою деталей поршневої групи.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПИТОМОЇ МАСИ ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ НА СИЛИ ТА МОМЕНТИ В КШМ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

5.1 Результати впливу варіативного фактору m_{π}

З метою дослідження впливу питомої маси поршневої групи на ефективні показники бензинового двигуна і навантаженість деталей поршневої групи, в якості змінного фактора приймаємо величину m'_{π} .

З огляду літературних джерел встановлено, що маса деталей поршневої групи бензинових двигунів для легкових автомобілів характеризується величиною $m'_{\pi} = 65 \dots 130 \text{ кг/м}^2$, де менші значення m'_{π} (тобто більш легкі поршні) притаманні сучасним високообертovým двигунам, а більші значення m'_{π} – низькообертovým двигунам застарілих конструкцій.

Вплив питомої маси шатуна не досліджуємо, оскільки:

- величина питомої маси шатуна $m'_{\text{ш}}$ у сучасних двигунів певного типу (бензинові/дизельні) різних марок змінюється незначно;
- в ході попередніх розрахунків визначено, що її вплив на показники двигуна складає 20...35 % від впливу зміни m'_{π} .

Для двигуна MeM3-317 задаємось дослідницькими значеннями величини m'_{π} і відповідними їм масами поршневого комплекту m_{π} (див. таблицю 5.1).

Знаючи величину площі перерізу поршня (див. формулу 3.1) $F_{\pi} = 0,00471 \text{ м}^2$, знаходимо маси дослідницьких поршневих комплектів

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi}, \quad (5.1)$$

$$m_{\pi 60} = 60 \cdot 0,0071 = 0,283 \text{ кг},$$

$$m_{\pi 75} = 75 \cdot 0,0071 = 0,353 \text{ кг},$$

$$m_{\pi 105} = 105 \cdot 0,0071 = 0,495 \text{ кг},$$

$$m_{\pi 120} = 120 \cdot 0,0071 = 0,565 \text{ кг}.$$

За формулою (3.20) розраховуємо, як зміниться приведена маса частин,

що поступально рухаються, віднесеної до осі поршневого пальця (точка А на рисунку 2.3):

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

$$m_{A60} = (60 + 0,25 \cdot 130) \cdot 0,00471 = 0,436 \text{ кг},$$

$$m_{A75} = (75 + 0,25 \cdot 130) \cdot 0,00471 = 0,506 \text{ кг},$$

$$m_{A105} = (105 + 0,25 \cdot 130) \cdot 0,00471 = 0,648 \text{ кг},$$

$$m_{A120} = (120 + 0,25 \cdot 130) \cdot 0,00471 = 0,718 \text{ кг},$$

Таблиця 5.1 – Масові показники поршневого комплекту двигуна

$m'_п, \text{ кг/м}^2$	60	75	90*	105	120
$m_п, \text{ кг}$	0,283	0,353	0,424	0,495	0,565
$m_A, \text{ кг}$	0,436	0,506	0,578	0,648	0,718

Примітка * – базовий двигун

За формулою (3.5) розраховуємо величину сили інерції P_j мас, зосереджених в т. А, будуємо порівняльні графіки (див. рисунок 5.1).

З рисунку 5.1 випливає, що збільшення маси m_A пропорційно збільшує величину сили інерції P_j (пам'ятаємо, що знак «мінус» показує лише напрям дії сили). При незмінності газової сили $P_г$ для двигунів з різними масами поршневих комплектів ($m'_п$) це призводить до зростання результуючої сили, що діє на поршень $|P_п|$ (див. рисунок 5.2) у всьому діапазоні кутів повороту колінчастого валу, окрім $\varphi = 345 \dots 434^\circ$ ПКВ. Таким чином, під час активного згорання паливоповітряної суміші і процесу розширення в циліндрі, максимальна величина результуючої сили $P_п$, що діє на поршень вздовж осі циліндра, не збільшується, а зменшується. Це однозначно пояснюється протилежним напрямком дії сили інерції. Неоднорідний характер зміни сили $P_п$ викликає необхідність визначення і інших сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна МеМЗ-317 при різних значеннях $m'_п$.

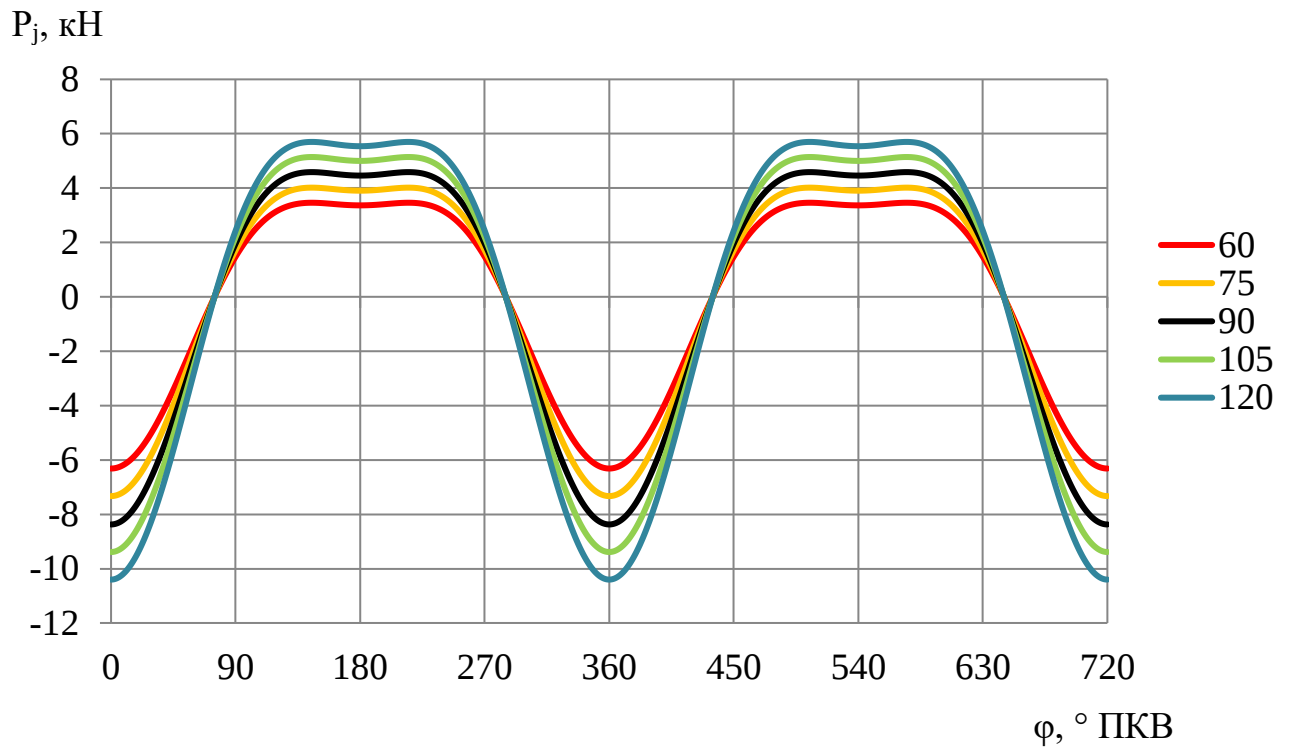


Рисунок 5.1 – Графіки сил P_j від кута повороту колінчастого валу двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_\pi = 60 \dots 120$ кг/м²

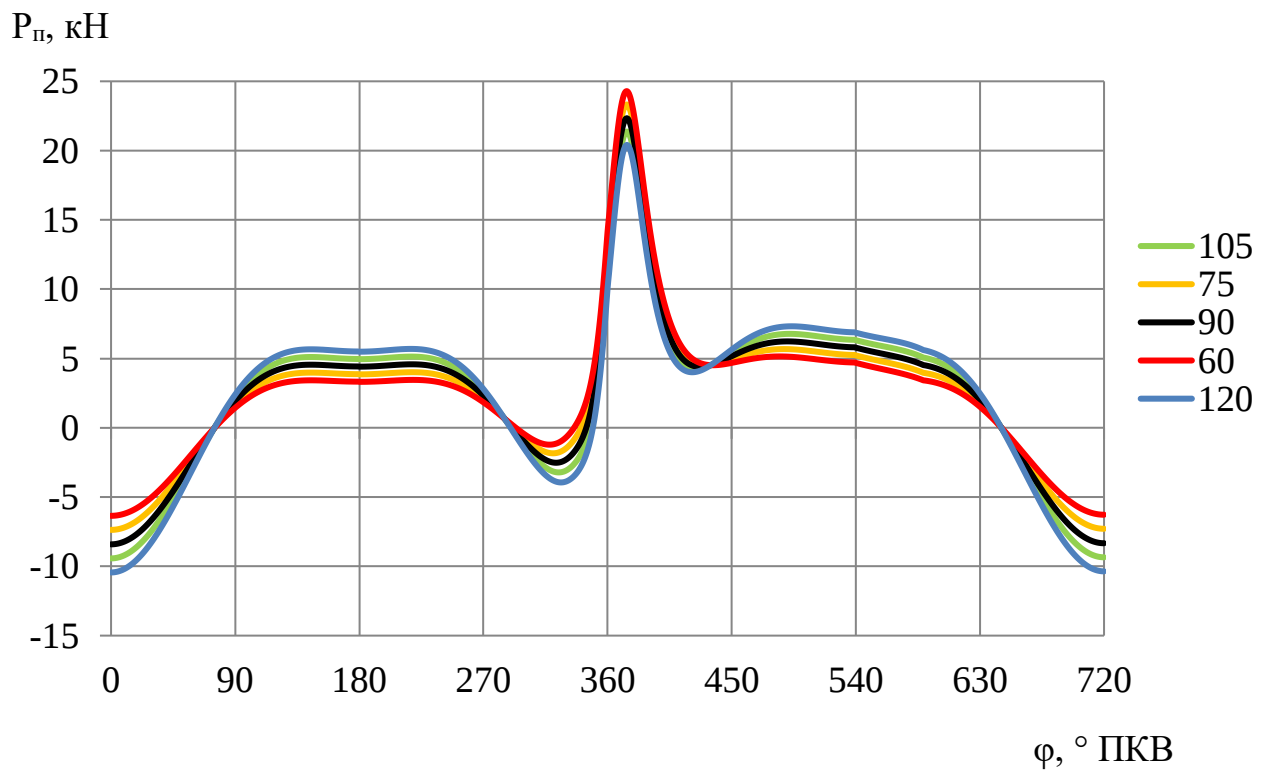


Рисунок 5.2 – Результуюча сила P_n , що діє на поршень вздовж осі циліндра, двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_\pi = 60 \dots 120$ кг/м²

За формулами (4.1–4.4) розраховуємо значення сил N , S , K , T двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_n = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$ та будуємо порівняльні графіки цих сил (рисунки 5.3–5.6).

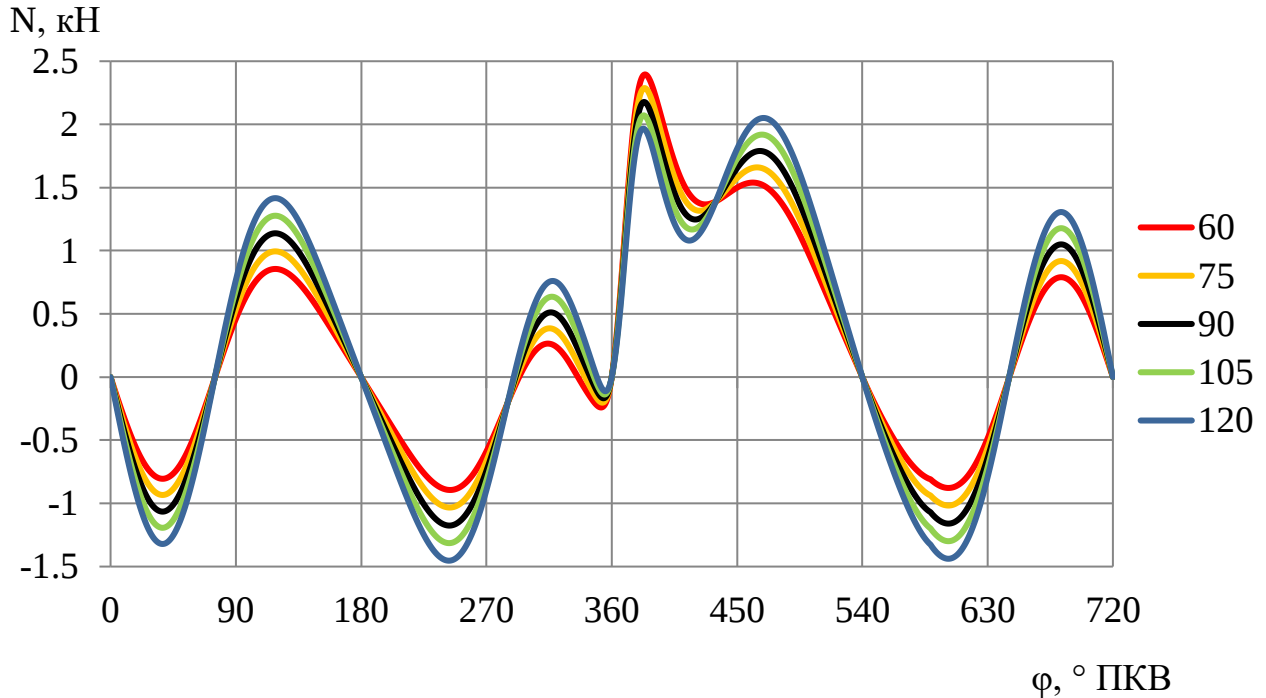


Рисунок 5.3 – Бічна сила N , що діє на поршень двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_n = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$

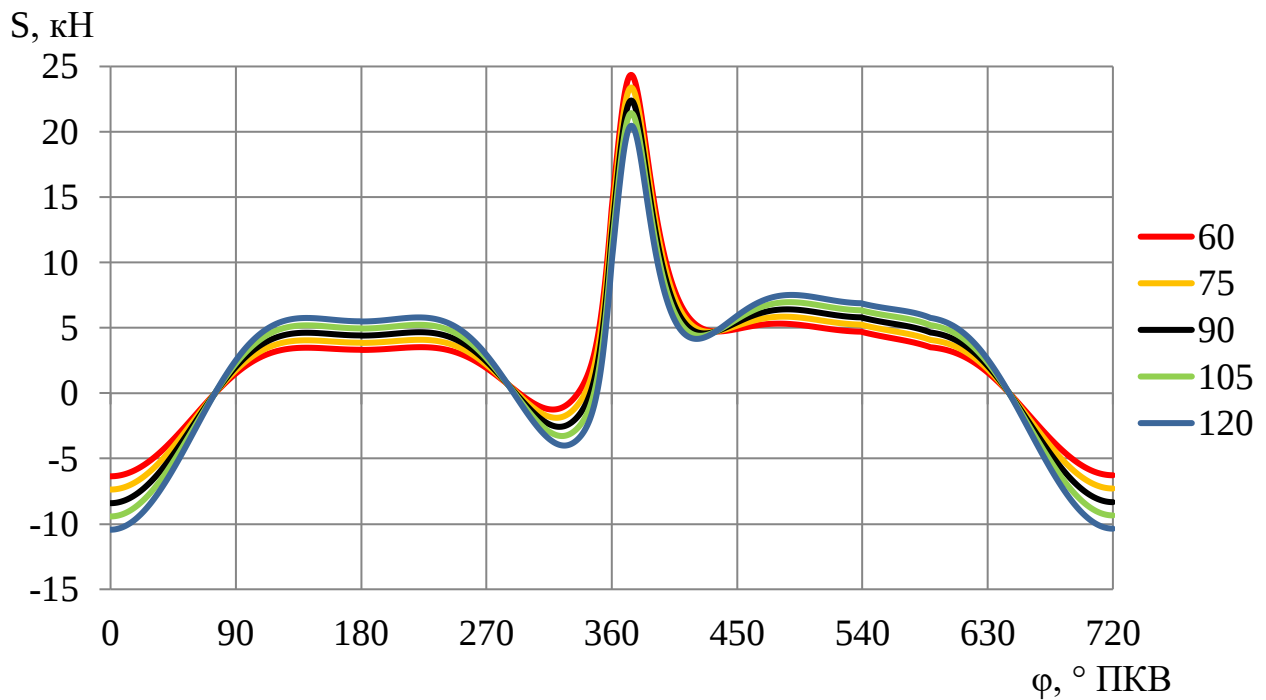


Рисунок 5.4 – Тангенціальна сила S , що діє на шатун, двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_n = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$

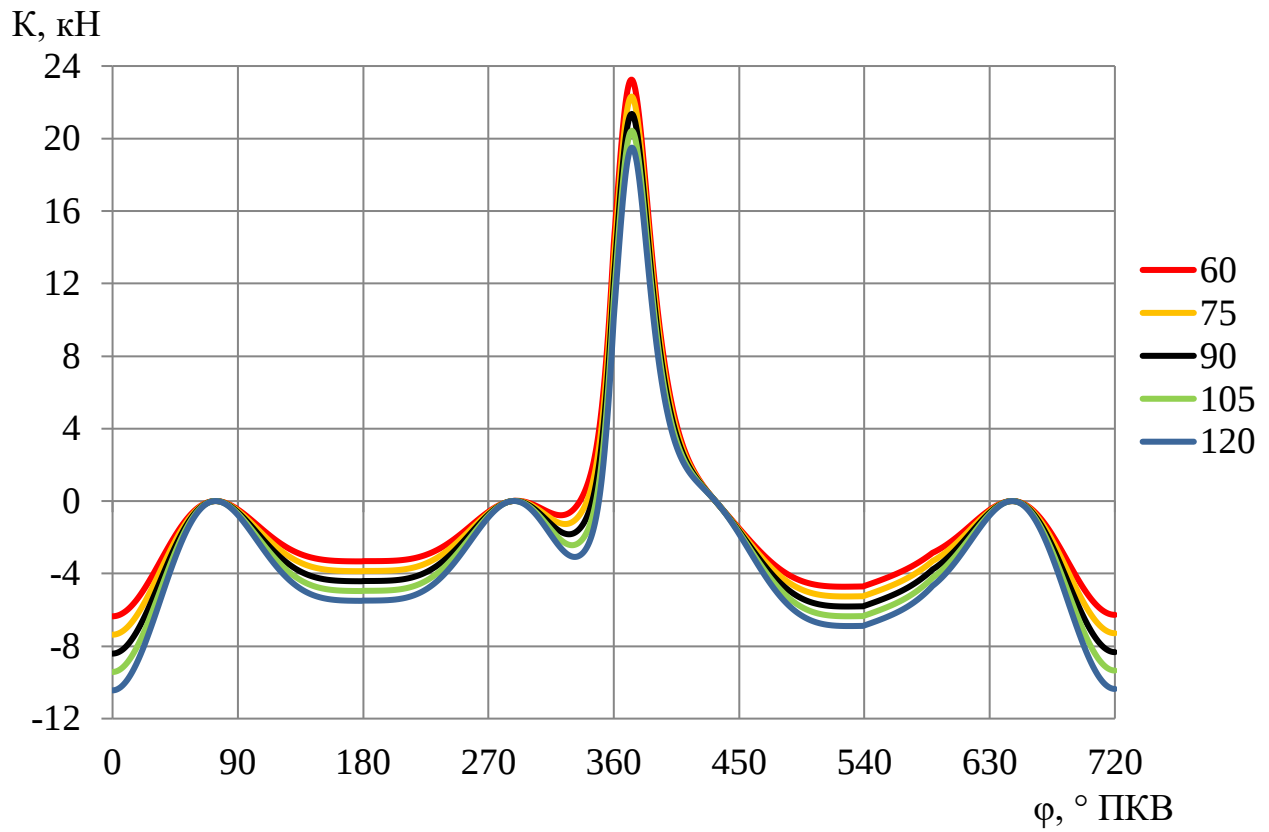


Рисунок 5.5 – Нормальна сила K , що діє на шатун, двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_п = 60 \dots 120$ кг/м²

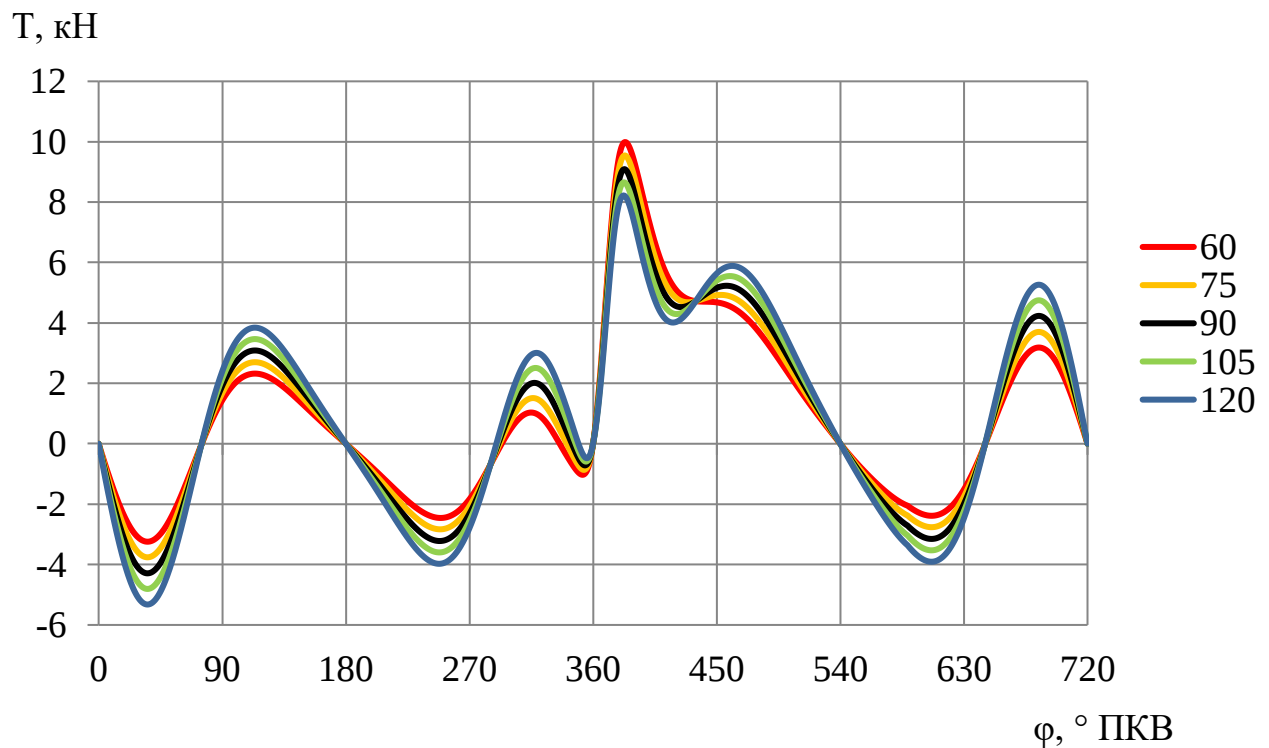


Рисунок 5.6 – Тангенціальна сила T , що діє на кривошип, двигуна МеМЗ-317 при роботі на номінальному режимі при $m'_п = 60 \dots 120$ кг/м²

На графіках сил (рисунки 5.3–5.5) видно вплив маси поршневого комплексу на сили N , S , K , T . Закономірності такі ж, як і для сили P_n (див. пояснення до рисунків 5.1, 5.2), але для бічної сили N , що діє на поршень, збільшення маси поршневого комплексу викликає зміщення екстремумів до $\varphi \approx 460...470^\circ$ ПКВ.

З графіків сил (рисунки 5.3–5.5) визначаємо екстремуми та заносимо до таблиці 5.2

Таблиця 5.2 – Екстремуми сил у КШМ двигуна MeM3-317 на номінальному режимі при $m'_n = 60...120$ кг/м²

Сили, кН	m'_n , кг/м ²				
	60	75	90*	105	120
$P_{n \max}$	24,288	23,325	22,334	21,370	20,407
$P_{n \min}$	–6,355	–7,370	–8,413	–9,427	–10,441
$N_{\max}$	2,395	2,287	2,177	2,071	2,051
$N_{\min}$	–0,894	–1,033	–1,175	–1,314	–1,453
$S_{\max}$	24,355	23,389	22,395	21,429	20,463
$S_{\min}$	–6,355	–7,370	–8,413	–9,427	–10,440
$K_{\max}$	23,244	22,314	21,357	20,426	19,496
$K_{\min}$	–6,355	–7,370	–8,413	–9,427	–10,440
$T_{\max}$	9,986	9,545	9,091	8,650	8,220
$T_{\min}$	–3,243	–3,759	–4,290	–4,806	–5,322

Примітка * – базовий двигун

Зменшення екстремумів сил P_n , N , S , K , T в кривошипно-шатунному механізмі двигуна (див. табл. 5.2) при збільшенні маси поршневого комплексу не здатне принести позитивного технічного ефекту, оскільки одночасно збільшуються екстремуми сумарного обертового моменту (див. рисунок 5.7).

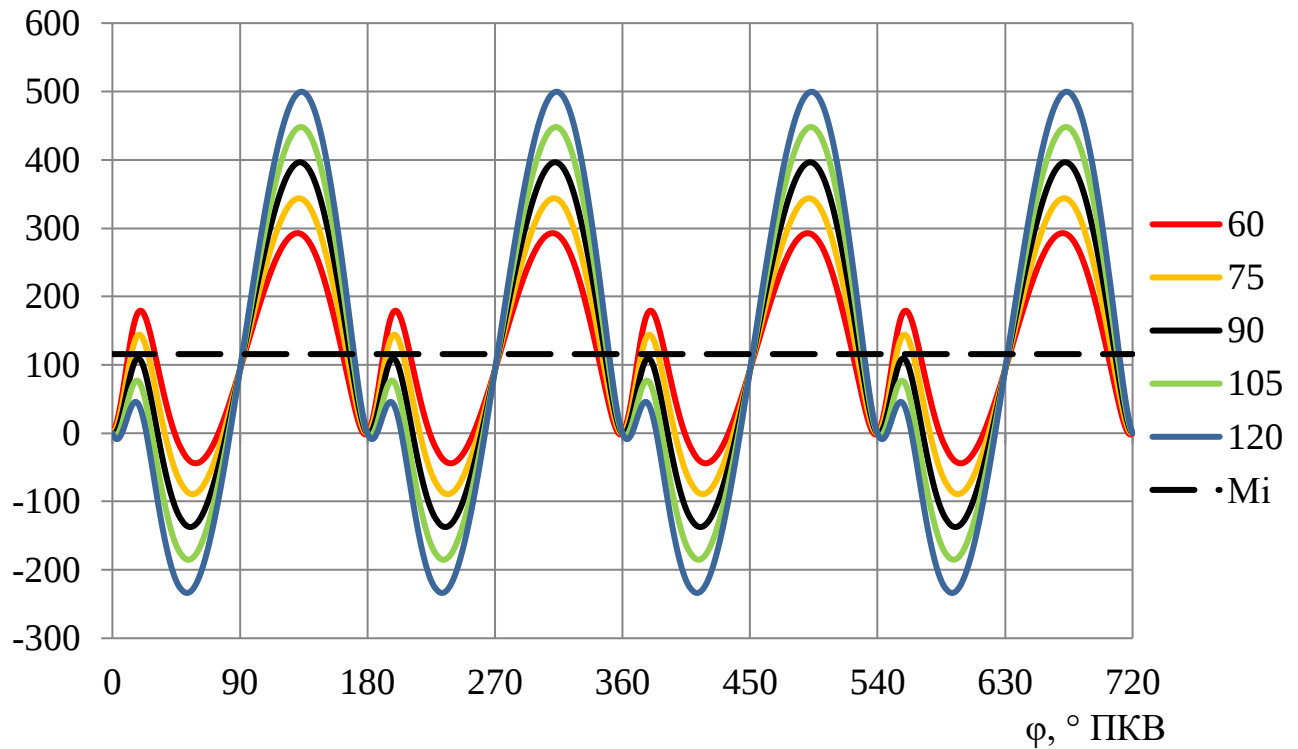
$M_{\text{сум}}, \text{Н}\cdot\text{м}$


Рисунок 5.7 – Сумарний обертальний момент двигуна MeM3-317 (абсолютні та середнє значення) при $m'_{\text{п}} = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$

Тим не менше, середні значення обертального моменту за цикл, як індикаторного M_i , так і ефективного M_e , залишаються незмінними (див. таблицю 5.3).

З розрахованих значень обертальних моментів двигуна MeM3-317 (рисунок 5.7) видно, що при зменшенні маси поршневої групи $m'_{\text{п}}$ значно зменшуються екстремуми обертального моменту.

Таблиця 5.3 – Середній індикаторний та ефективний обертальний момент двигуна MeM3-317 при різних значеннях $m'_{\text{п}}$

Момент, Н·м	$m'_{\text{п}}, \text{кг/м}^2$				
	60	75	90*	105	120
M_i	115,743	115,743	115,743	115,743	115,743
M_e	85,649	85,649	85,649	85,649	85,649

Примітка * – базовий двигун

При збільшенні/зменшенні/ маси поршневого комплекту на 16,7 % максимальне значення обертального моменту відповідно зростає/спадає/ на 13,0...13,3 %, а мінімальне – на 34,8...35,0 % (див. таблицю 5.4). Зростання обертального моменту безпосередньо призводить до зменшення запасу міцності колінчастого валу двигуна, тому збільшення маси поршневого комплекту не може бути використано для полегшення умов роботи поршня, поршневого пальця, шатуна (шляхом зменшення екстремумів сил P_n , N , S).

Таблиця 5.4 – Екстремуми сумарного індикаторного обертального моменту двигуна MeM3-317 при різних значеннях m'_n

Обертальний момент, Н·м	m'_n , кг/м ²				
	60	75	90*	105	120
M_{max}	292,694	343,644	396,379	447,947	499,547
M_{min}	-43,983	-89,135	-137,234	-185,042	-233,664

Примітка * – базовий двигун

5.2 Висновки за розділом

З отриманих результатів розрахунків, можна зробити висновок, що зміна маси m_n (та, відповідно, питомої маси m'_n) деталей поршневої групи не здійснює впливу на ефективні показники бензинового двигуна, що працює на сталому режимі: потужність N_e , питому g_e та годинну G_T витрати палива. Те ж стосується і маси шатунного комплекту.

При збільшенні маси поршневого комплекту у КШМ двигуна MeM3-317 зростає величина сили інерції P_j у всьому діапазоні обертання колінчастого валу. І навпаки, при зменшенні величини m'_n сила інерції зменшується. Це призводить до того, що при збільшенні маси поршневого комплекту значення сил N , S , K , T зростають у всьому діапазоні обертання колінчастого валу, окрім

$\varphi = 345 \dots 434^\circ$ ПКВ. У цьому діапазоні максимальні значення (екстремуми) вказаних сил зменшуються.

При збільшенні маси поршневого комплекту двигуна величина екстремумів обертального моменту, навпаки, як і очікувалось, зростає. Зважаючи на обмежений запас міцності деталей ДВЗ автомобільного призначення, збільшення маси поршневих комплектів в таких двигунах є неприпустимим.

Проведені розрахунки справедливі для номінального режиму обертання та можуть мати інший характер на інших режимах. Також зазначимо, що у двигунів зі збільшеною масою поршневого комплекту може сповільнюватися швидкість набору обертів двигуна при різкому відкритті дросельної заслінки.

З наведеного вище випливає, що полегшення деталей поршневої групи двигуна МеМЗ-317 потребує додаткової перевірки на міцність поршня та поршневого пальця, оскільки збільшуються екстремуми сил P_n , N , S .

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ ДВИГУНА МЕМЗ-317

При зміні маси поршневої групи двигуна МЕМЗ-317 змінюються сили, що особливо критично перш за все для самого поршня. Розрахунок на міцність поршня виконуємо з метою визначення напруг і деформацій, що виникають при роботі двигуна, за формулами опору матеріалів і деталей машин [18].

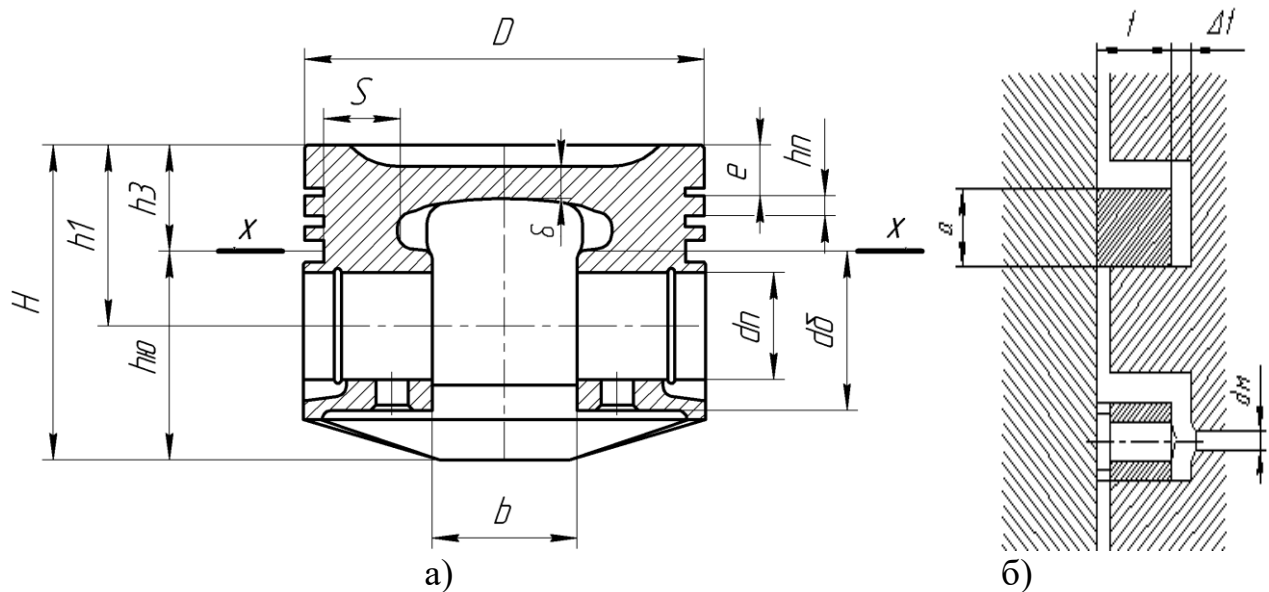
6.1 Вихідні дані

Перевірочний розрахунок елементів поршня двигуна МЕМЗ-307 (рисунок 6.1) здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховуємо днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня.

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків, з характеристик та з креслень двигуна встановлено:

- діаметр циліндра $D = 77,5$ мм;
- хід поршня $S = 73,5$ мм;
- максимальний тиск згоряння $p_{z\max} = 6,347$ МПа при $\varphi = 370^\circ$ ПКВ;
- номінальна частота обертання $n = 5500$ хв⁻¹;
- площа поршня $F_{\pi} = 4,71 \cdot 10^{-3}$ м²;
- найбільша нормальна сила $N_{\max} = 2177$ Н при $\varphi = 383^\circ$ ПКВ;
- найбільша частота обертання $n_{x.x.\max} = 5800$ хв⁻¹;
- відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,305$;
- висота поршня $H = 57$ мм;
- висота юбки поршня $h_{\text{ю}} = 39$ мм;
- радіальна товщина компресійного кільця $t = 3,4$ мм;

- радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,4$ мм;
- товщина верхньої кільцевої перемички $h_{\pi} = 3,7$ мм;
- товщина стінки головки поршня $s = 4,7$ мм;
- число и діаметр масляних каналів у поршні $n'_m = 10$ і $d_m = 4$ мм;
- висота кільця $a = 1,5$ мм;
- товщина днища поршня $\delta = 6,5$ мм.



а – поршень; б – поршневі кільця

Рисунок 6.1 – Розрахункова схема поршня

Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (Ал25) ГОСТ1583-93, з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

Розрахунок поршня проведено для двигуна з питомою масою поршневого комплекту $m'_{\pi} = 90 \text{ кг/м}^2$, що працює на номінальному режимі (розрахунки наведено у даному розділі), а також для двигунів і $m'_{\pi} = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$.

6.2 Розрахунок елементів поршня на міцність

Днище поршня розраховується на вигин від дії максимальної сили тиску газу $p_{z\max}$ як рівномірно навантажена кругла плита, що вільно спирається на циліндр.

Напруження вигину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = p_{z\max} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 6,347 \cdot \left(\frac{0,0303}{0,0065} \right)^2 = 137,5 \text{ МПа}, \quad (6.1)$$

де $M_{\text{из}} = \frac{1}{3} \cdot p_{z\max} \cdot r_i^3$ – згинаючий момент, МН·м;

$W_{\text{из}} = \frac{1}{3} \cdot r_i \cdot \delta^2$ – момент опору вигину плоского днища, м³;

$p_{z\max} = p_z = 6,501 \text{ МПа}$ – максимальний тиск згоряння;

r_i – внутрішній радіус днища, м:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,0775}{2} - (0,047 + 0,0034 + 0,0004) = 0,0303 \text{ м}; \quad (6.2)$$

де $\delta = 0,006 \text{ м}$ – товщина днища поршня.

Допустимі напруги вигину днища поршня $[\sigma_{\text{из}}] = 20 \dots 150 \text{ МПа}$, залежно від конструкції поршня [18]. Для поршня двигуна МеМЗ-317 $\sigma_{\text{из}} = 137,5 \text{ МПа}$, тобто поршень відповідає умові міцності по напруженню на вигин.

Крім напружень від тиску газів в днищі поршня виникають теплові напруження через різницю температур внутрішньої і зовнішньої поверхонь

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{\alpha_n \cdot E \cdot q \cdot \delta}{200 \cdot \lambda_{\text{теп}}} = \frac{22 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 2,085 \cdot 10^6 \cdot 0,0065}{200 \cdot 215} = 0,763 \text{ МПа}, \quad (6.3)$$

де $\alpha = 22 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ – коефіцієнт лінійного розширення для алюмінієвого сплаву;

$E = (1.0 \dots 1.2) \cdot 10^5, \text{ МПа}$ – модуль пружності алюмінієвого сплаву, приймаємо $E = 1.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

$\lambda_{\text{теп}} = 215 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвого сплаву;

q – питоме теплове навантаження

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot n) \cdot p_i, \quad (6.4)$$

$$q = 11,63 \cdot (6000 + 26 \cdot 5500) \cdot 1,2031 = 2,085 \cdot 10^6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Сумарне напруження в охолоджуваному днищі поршня:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{теп}} = 137,5 + 0,763 = 138,2 \text{ МПа}. \quad (6.5)$$

Головка поршня в перерізі х-х (див. рис. 6.1), ослаблена отворами для відводу масла, перевіряється на стиск і розрив.

Напруження стиснення:

$$\sigma_{\text{сж}} = P_{\text{zmax}} / F_{\text{х-х}} = 0,0299 / 0,000774 = 38,612 \text{ МПа}, \quad (6.6)$$

де $P_{\text{zmax}} = P_z \cdot F_{\Pi} = 0,0299 \text{ МН}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня;

$F_{\text{х-х}}$ – площа перетину х-х:

$$F_{\text{х-х}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m F', \quad (6.7)$$

$$\text{де } F_{\text{х-х}} = \left[\frac{3,14}{4} \cdot (0,0699^2 - 0,0606^2) - 10 \cdot 0,0000188 \right] \cdot 10^{-6} = 0,000774 \text{ м}^2;$$

$$d_i = 2 \cdot d_1 = 2 \cdot 0,0303 = 0,0606 \text{ м}$$

d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0,0775 - 2 \cdot (0,0034 + 0,0004) = 0,0699 \text{ м}; \quad (6.8)$$

F' – площа поздовжнього діаметрального перетину масляного каналу:

$$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_m = \frac{0,0674 - 0,0606}{2} \cdot 0,004 = 0,0000188 \text{ мм}^2. \quad (6.9)$$

Напруження розриву в перетині x-x:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}} = \frac{0,003474}{0,000774} = 4,840 \text{ МПа}, \quad (6.10)$$

Сила інерції зворотно поступально рухомих мас визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна:

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{x,x,\max}^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (6.11)$$

$$P_j = 0,212 \cdot 0,0368 \cdot 607,1^2 \cdot (1 + 0,305) \cdot 10^{-6} = 0,003747 \text{ МН},$$

де $m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6) \cdot m_{\Pi}$; приймаємо $m_{x-x} = 0,5 \cdot 0,424 = 0,212 \text{ кг}$;

$m_{\Pi} = 0,424 \text{ кг}$ – маса поршневої групи;

$R = S/2 = 0,0368 \text{ м}$ – радіус кривошипа;

$\omega_{x,x,\max}$ – максимальна частота обертання колінчастого валу:

$$\omega_{x,x,\max} = \frac{\pi \cdot n_{x,x,\max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 5800}{30} = 607,1 \text{ рад/с}; \quad (6.12)$$

$\lambda = \frac{R}{L_{\Pi}} = 0,305$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Допустимі напруження на стиск і розтяг для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_{сж}] = 30 \dots 40 \text{ МПа}$, $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$ [18]. Оскільки

$\sigma_{сж} = 38,612$ МПа, $\sigma_p = 4,840$ МПа, то умови міцності на розтягування і стиснення витримуються.

Товщина верхньої кільцевої перемички h_{Π} (див. рис. 6.1) розраховується на зріз і на вигин від дії максимальної газової сили P_{zmax} . Перемичка розраховується як кільцева пластина, затиснена по окружності діаметром d_k і рівномірно навантажена по площі $F_{к.п.}$ силою P_k

$$P_k = 0.9 \cdot p_{zmax} \cdot F_{к.п.} = 0,9 \cdot 6,347 \cdot 0,00352 = 0,0201 \text{ МН}; \quad (6.13)$$

$$F_{к.п.} = \pi \cdot (D^2 - d_k^2) = 3,14 \cdot (0,0775^2 - 0,0699^2) = 0,00352 \text{ м}^2. \quad (6.14)$$

Напруження зрізу кільцевої перемички:

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{zmax} \cdot D}{h_{\Pi}} = \frac{0,0314 \cdot 6,347 \cdot 0,0775}{0,0037} = 4,174 \text{ МПа}, \quad (6.15)$$

де $D = 0,0775$ м – діаметр циліндра;

$h_{\Pi} = 0,0037$ м – товщина верхньої кільцевої перемички.

Напруження вигину верхньої кільцевої перемички:

$$\sigma_{из} = 0.0045 \cdot p_{zmax} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2, \quad (6.16)$$

$$\sigma_{из} = 0,0045 \cdot 6,347 \cdot \left(\frac{0,0775}{0,0037} \right)^2 = 12,531 \text{ МПа}.$$

Складне напруження по третій теорії міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{12,531^2 + 4 \cdot 4,174^2} = 15,057 \text{ МПа}. \quad (6.17)$$

Допустимі сумарні напруження у верхніх кільцевих перемичках з врахуванням значних температурних навантажень знаходяться в межах $[\sigma_\Sigma] = 30 \dots 40$ МПа [18]. Значення $\sigma_\Sigma = 15,057$ МПа задовольняє вимогам міцності.

Максимальні питомі тиски юбки поршня $h_{ю}$ і поршня по всій висоті H на стінку циліндра визначаємо відповідно з рівнянь:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} \cdot D} = \frac{0,002177}{0,039 \cdot 0,0775} = 0,7203 \text{ МПа}, \quad (6.18)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} = \frac{0,002177}{0,057 \cdot 0,0775} = 0,4928 \text{ МПа}, \quad (6.19)$$

де $N_{\max}$ – найбільша нормальна сила, що діє на стінку циліндра при роботі двигуна на режимі максимальної потужності і визначається за даними динамічного розрахунку.

Для сучасних двигунів $q_1 = 0,3 \dots 1,0$ і $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ МПа [18] – вимога виконується.

6.3 Розрахунок теплових зазорів

З метою запобігання заклинювання поршнів при роботі двигуна розміри діаметрів головки D_r і юбки $D_{ю}$ поршня визначаємо, виходячи з наявності необхідних монтажних зазорів Δ_r і $\Delta_{ю}$ між стінками циліндра і поршня в холодному стані. За статистичними даними [18] для алюмінієвих поршнів з нерозрізними юбками приймаємо:

$$\Delta_r = (0,006 \dots 0,008) \cdot D = 0,007 \cdot 0,0775 = 0,00054 \text{ м},$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D = 0,0015 \cdot 0,0775 = 0,00012 \text{ м}.$$

Встановивши Δ_r і $\Delta_{ю}$, визначаємо

$$D_r = D - \Delta_r = 0,0775 - 0,00054 = 0,07696 \text{ м}, \quad (6.20)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 0,0775 - 0,00011625 = 0,07738 \text{ м}. \quad (6.21)$$

Правильність встановлених розмірів D_r і $D_{ю}$ перевіряємо з урахуванням теплового розширення в робочому стані за формулами

$$\Delta_r' = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_r - T_0)], \quad (6.22)$$

$$\Delta_r' = 0,0775 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (453 - 293)] - 0,07696 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (680 - 293)] = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

$$\Delta_{ю}' = D \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)], \quad (6.23)$$

$$\Delta_{ю}' = 0,0775 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (453 - 293)] - 0,07738 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (520 - 293)] = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м},$$

де Δ_r' і $\Delta_{ю}'$ – діаметральні зазори в гарячому стані відповідно між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня;

$\alpha_{ц}$ і $\alpha_{п}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів циліндра і поршня.

Для алюмінієвих сплавів $\alpha_{п} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$; для чавуну $\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$;

$T_{ц} = 443 \dots 463 \text{ К}$, приймаємо $T_{ц} = 453 \text{ К}$ – температура стінок циліндра;

$T_r = 573 \dots 873 \text{ К}$, приймаємо $T_r = 680 \text{ К}$ – температура головки;

$T_{ю} = 483 \dots 613 \text{ К}$, приймаємо $T_{ю} = 520 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 293 \text{ К}$ – початкова температура циліндра і поршня.

Позитивні значення $\Delta_r' > 0$ і $\Delta_{ю}' > 0$ є умовою нормальної роботи поршня в циліндрі, і свідчить про неможливість їх заклинювання при роботі.

6.4 Вплив маси поршневого комплексу на напруження в поршні

Виконані розрахунки на міцності показують, що поршень двигуна МеМЗ-317 має значний запас міцності, як двигуна з базовим поршнем, так і з поршнями легшими та важчими за базовий ($m'_п = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$) – див. табл.

6.1. При розрахунках змінювались наступні величини:

- маса поршневого комплексу $m'_п$, кг/м^2 ;
- максимальна бічна сила $N_{\max}$.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунків на міцність поршня МеМЗ-317

Величина	m _п /, кг/м ²					Допустимі значення
	60	75	90	105	120	
	m _п , кг					
	0,283	0,353	0,424	0,495	0,565	
1	2	3	4	5	6	7
Напруження вигину в днищі поршня σ _{из} , МПа	137,5	137,5	137,5	137,5	137,5	[σ _{из}] = = 20...150 МПа
Теплові напруження в днищі поршня σ _{теп} , МПа	0,763	0,763	0,763	0,763	0,763	—
Сумарне напруження в охолоджуваному днищі поршня σ _Σ , МПа	138,2	138,2	138,2	138,2	138,2	—
Напруження стиснення в перерізі х-х σ _{сж} , МПа	38,6	38,6	38,6	38,6	38,6	[σ _{сж}] = =30 ... 40 МПа

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6	7
Напруження розриву в перетині х-х σ_p , МПа	3,2	4,0	4,8	5,7	6,4	$[\sigma_p] = 4 \dots 10$ МПа
Напруження зрізу кільцевої перемички τ , МПа	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	—
Напруження вигину верхньої кільцевої перемички $\sigma_{из}$, МПа	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	—
Складне напруження верхньої кільцевої перемички σ_Σ , МПа	15,1	15,1	15,1	15,1	15,1	$[\sigma_\Sigma] =$ $= 30 \dots 40$ МПа
Максимальний питомий тиск юбки поршня на стінку циліндра q_1 , МПа	0,792	0,757	0,720	0,685	0,679	$[q_1] =$ $= 0,3 \dots 1,0$ МПа
Максимальний питомий тиск поршня по всій висоті Н на стінку циліндра q_2 , МПа	0,542	0,518	0,493	0,469	0,464	$[q_2] =$ $= 0,2 \dots 0,7$ МПа
Зазор «головка поршня – циліндр» Δ'_r , м	$2 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$\Delta'_r > 0$
Зазор «юбка поршня – циліндр» $\Delta'_{ю}$, м	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$\Delta'_{ю} > 0$

6.5 Висновки за розділом

З аналізу результатів розрахунків на міцність поршня MeM3-317 (див. табл. 6.1) випливає, що збільшення маси поршневої групи на 16,7 % викликає наступне:

- напруження в днищі поршня ($\sigma_{из}$, $\sigma_{теп}$, σ_{Σ}) залишаються незмінними;
- в перерізі Х-Х напруження стиснення $\sigma_{сж}$ незмінні;
- в перерізі Х-Х напруження розриву σ_r зростають на 16,7...18,8 %;
- напруження у верхній кільцевий перемичці (τ , $\sigma_{из}$, σ_{Σ}) залишаються незмінними;
- питомі тиски поршня на стінку циліндра (q_1 , q_2) зменшуються на 4,9...5,1 %;
- теплові зазори в парі «поршень-циліндр» залишаються без змін.

Все сказане вище справедливе і для зменшення маси поршневої групи на 16,7 %, але результат буде із протилежним знаком.

Всі збільшення напружень елементів поршня не перевищують критичних показників (див. колонку 7 таблиці 6.1).

7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦЯ ДВИГУНА МЕМЗ-317

Під час роботи поршневий палець підвергається дії перемінних за величиною навантажень, які носять більшою мірою ударний характер. В поршневому пальці з'являються напруження згину, зрізу і овалізації, які викликають його поломку.

7.1 Розрахунок поршневого пальця базового двигуна на номінальному режимі

Основні дані для розрахунку поршневого пальця:

- зовнішній діаметр пальця $d_{\pi} = 0,02$ м;
- внутрішній діаметр пальця $d_b = 0,012$ м;
- довжина пальця $l_{\pi} = 0,06$ м;
- довжина опорної поверхні пальця в головці шатуна $l_{\text{ш}} = 0,032$ м;
- відстань між торцями бобишек $b = 0,028$ м.

Матеріал поршневого пальця сталь 20Х, для якого модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Зносостійкість пальця оцінюють за питомими тисками між втулкою шатуна $q_{\text{ш}}$ і бобишками поршня q_b і опорними поверхнями пальця.

$$q_{\text{ш}} = \frac{P_z + P_{j\pi}}{d_{\pi} \cdot a} \leq [q_{\text{ш}}], \quad (7.1)$$

де $a = 0,023$ м – довжина втулки шатуна.

P_j – сила інерції від маси поршневої групи

$$P_j = -m_{\pi} \cdot R \cdot \omega_m^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (7.2)$$

$$P_j = -0,424 \cdot 0,03675 \cdot 575,7^2 \cdot (1 + 0,305) \cdot 10^{-3} = -6,739 \text{ кН};$$

Тоді

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\pi} \cdot l_{\text{ш}}}, \quad (7.3)$$

$$q_{\text{ш}} = \frac{29,889}{0,02 \cdot 0,032} \cdot 10^{-3} = 46,702 \text{ МПа},$$

$$q_6 = \frac{P}{d_{\pi} \cdot (l_{\pi} - b)}, \quad (7.4)$$

$$q_6 = \frac{29,899}{0,02 \cdot (0,06 - 0,028)} \cdot 10^{-3} = 46,702 \text{ МПа},$$

де P – розрахункова сила, що діє на поршневий палець

$$P = p_{z\text{max}} F_{\pi} + k P_j, \quad (7.5)$$

$$P = 6,347 \cdot 10^6 \cdot 0,00471 + 0,8 \cdot (-6,739) = 29,889 \text{ Н};$$

$k = 0,76 \dots 0,86$ – коефіцієнт, який враховує масу поршневого пальця [18],
приймаємо $k = 0,8$;

Для сучасних двигунів $[q_{\text{ш}}] = 20 \dots 60 \text{ МПа}$, $[q_6] = 15 \dots 50 \text{ МПа}$ [18].
Розраховані значення задовільняють цим умовам.

Напруження згину в середньому перерізу пальця:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{P \cdot (l_{\pi} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot l_{\text{ш}})}{d_{\pi}^3 \cdot 1,2 \cdot (1 - \alpha^4)} \leq [\sigma_{\pi}], \quad (7.6)$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{29,889 \cdot (0,06 + 2 \cdot 0,028 - 1,5 \cdot 0,032)}{0,02^3 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,6^4)} \cdot 10^{-3} = 243,237 \text{ МПа},$$

де α – відношення внутрішнього діаметра поршневого пальця до зовнішнього

діаметра

$$\alpha = \frac{d_b}{d_n} = \frac{0,012}{0,02} = 0,6. \quad (7.7)$$

Розраховане значення напруження згину задовольняє умові $[\sigma_{из}] = 100...250$ МПа.

Максимальні дотичні напруження:

$$\tau = \frac{0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_n^2 \cdot [1 - \alpha^4]}, \quad (7.8)$$

$$\tau = \frac{0,85 \cdot 29,889 \cdot (1 + 0,6 + 0,6^2)}{0,02 \cdot (1 - 0,6^4)} \cdot 10^{-3} = 124,488 \text{ МПа.}$$

Розраховане значення задовольняє умові $[\tau] = 60...250$ МПа [18].

Найбільше збільшення горизонтального діаметра пальця при овалізації:

$$\Delta d_{n_{\max}} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot l_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot (0,1 - (\alpha - 0,4)^3), \quad (7.9)$$

$$\Delta d_{n_{\max}} = \frac{1,35 \cdot 29,889}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,06} \cdot \left(\frac{1 + 0,6}{1 - 0,6} \right)^3 \cdot (0,1 - (0,6 - 0,4)^3) = 0,002 \text{ мм,}$$

Значення $\Delta d_{n_{\max}}$ не повинно бути більше за $0,02...0,05$ мм [18] – умова виконується.

На рисунку 7.1 показана розрахункова схема поршневого пальця.

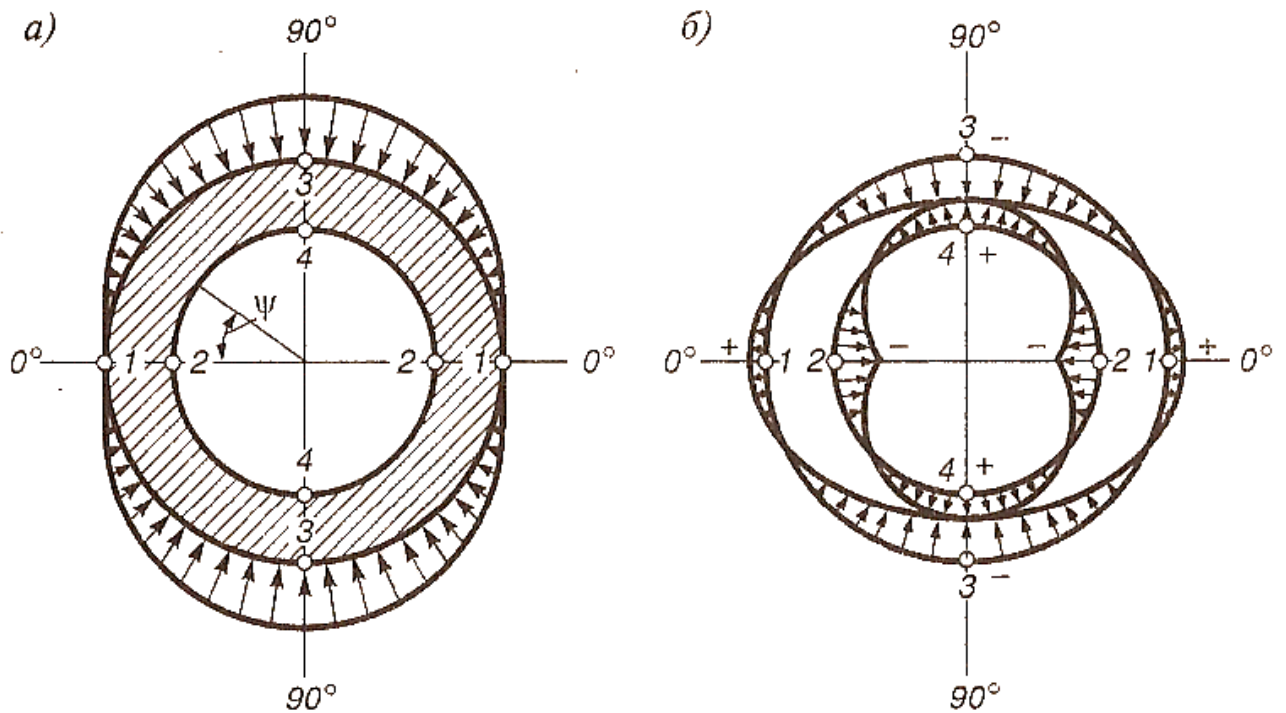


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема поршневого пальця:
розподіл навантаження (а) і епюри напружень (б) [18]

Розраховуємо напруження овалізації:

– на зовнішній поверхні пальця:

а) у горизонтальній площині (точки 1, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15P}{l_n d_n} \left[0,19 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (7.10)$$

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot 29,889 \cdot 10^{-3}}{0,06 \cdot 0,02} \left[0,19 \frac{(2+0,6)(1+0,6)}{(1-0,6)^2} - \frac{1}{1-0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] \cdot 10^{-3} =$$

$$= 83,868 \text{ МПа};$$

б) у вертикальній площині (точки 3, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15P}{l_n d_n} \left[0,174 \frac{(2+\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (7.11)$$

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot 29,889 \cdot 10^{-3}}{0.06 \cdot 0.02} \left[0,174 \frac{(2+0,6)(1+0,6)}{(1-0,6)^2} + \frac{0.636}{1-0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = -210,152 \text{ МПа};$$

– на зовнішній поверхні пальця:

а) у горизонтальній площині (точки 2, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15P}{l_{\pi} d_{\pi}} \left[0,19 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3], \quad (7.12)$$

$$\sigma_{i0^\circ} = -\frac{15 \cdot 29,889 \cdot 10^{-3}}{0.06 \cdot 0.02} \left[0,19 \frac{(1+2 \cdot 0,6)(1+0,6)}{(1-0,6)^2 \cdot 0,6} + \frac{1}{1-0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = -325,39 \text{ МПа};$$

б) у вертикальній площині (точки 4, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15P}{l_{\pi} d_{\pi}} \left[0,174 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0.636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3] \quad (7.13)$$

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot 29,889 \cdot 10^{-3}}{0.06 \cdot 0.02} \left[0,174 \frac{(1+2 \cdot 0,6)(1+0,6)}{(1-0,6)^2 \cdot 0,6} - \frac{0.636}{1-0,6} \right] \cdot [0,1 - (0,6 - 0,4)^3] = 164,643 \text{ МПа}.$$

Напруження овалізації не повинні перевищувати 300...350 МПа [18] – умова виконується. Найбільше напруження виникає на внутрішній поверхні пальця в горизонтальній площині (точки 2, $\psi = 0^\circ$).

7.2 Вплив маси поршневого комплекту на напруження в поршневому пальці

Виконані розрахунки на міцності показують, що поршковий палець двигуна МеМЗ-317 має значний запас міцності, як двигуна з базовим поршнем, так і з поршнями легшими та важчими за базовий ($m'_p = 60 \dots 120 \text{ кг/м}^2$) – див. табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Результати розрахунків на міцність поршневого пальця двигуна МеМЗ-317 при зміні маси поршнєвої групи

Величина	m _п , кг/м ²					Допустимі значення
	60	75	90	105	120	
	m _п , кг					
	0,283	0,353	0,424	0,495	0,565	
q _ш , МПа	46,705	46,703	46,702	46,700	46,699	[q _ш] = 20...60 МПа
q _б , МПа	46,705	46,703	46,702	46,700	46,699	[q _б] = 20...60 МПа
σ _{из} , МПа	243,256	243,444	243,237	243,230	243,223	[σ _{из}] = 100...250 МПа
τ, МПа	124,497	124,491	124,488	124,484	124,480	[τ] = 60...250 МПа
Δd _{п max} , мм	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	[Δd _{п max}] < 0,02...0,05 мм
σ _{α, i max} , МПа	325,417	325,401	325,391	325,382	325,372	[σ _α] = 300...350 МПа

7.3 Висновки за розділом

З розрахунку на міцність поршневого пальця двигуна МеМЗ-317 (див. табл. 7.1) видно, що зміна маси поршнєвої групи вкрай незначно впливає на напруженість елементів поршневого пальця. При збільшенні/зменшенні маси поршневого комплекту на 16,7 % значення величин навантаження відповідно спадають/зростають/ максимум до 0,1 %.

ВИСНОВКИ

В **першому розділі** роботи досліджено еволюцію величини питомої маси поршневого та шатунного комплектів $m'_п$, $m'_ш$ на бензинових 4-тактних ДВЗ для легкових автомобілів.

З проведеного аналізу літературних джерел визначено актуальну задачу дослідження впливу питомої маси деталей поршневої групи на ефективні показники двигуна МеМЗ-317, кінцевою метою якої є встановлення практичної доцільності зміни маси деталей ДВЗ.

В **другому розділі** роботи розглянуто особливості конструкції двигуна МеМЗ-317, який є об'єктом дослідження; обґрунтовано використані в роботі аналітично-розрахункові дослідницькі методики та наведено їх основні положення.

В **третьому розділі** роботи наведено результати теплового розрахунку – розрахунку робочого циклу бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна МеМЗ-317. За його результатами визначено індикаторні та ефективні показники двигуна. Розрахункові відхилення складають: за ефективною потужністю 0,1 %, за середнім ефективним тиском 0 %. Розраховано параметри стану робочого тіла в циліндрі за цикл (тиск, температура, маса, об'єм).

В **четвертому розділі** роботи наведено розрахунок сил, що діють на поршень, шатун та кривошип двигуна МеМЗ-317 на номінальному режимі, розраховано обертальні моменти, що діють на кривошип.

В **п'ятому розділі** досліджено вплив питомої маси шатунно-поршневої групи на ефективні показники ДВЗ. Відповідно до розрахунків встановлено, що зміна питомої маси поршневого комплекту $m'_п$ не має впливу на ефективні показники (ефективна потужність, витрата палива, обертальний момент) бензинового 4-тактного двигуна МеМЗ-317.

За рахунок того, що напрям дії сили інерції P_j під час згорання паливоповітряної суміші в циліндрі протилежний дії газової сили P_g , при кутах

повороту колінчастого валу $\varphi = 345 \dots 434^\circ$ ПКВ при збільшенні маси поршневої групи екстремуми сил P_n , N , S , K , T зменшуються. І навпаки – при зменшенні маси поршневої групи екстремуми сил збільшуються.

При збільшенні маси поршневого комплекту на 16,7 % максимальне значення обертального моменту відповідно зростає на 13,0...13,3 %, а мінімальне – на 34,8...35,0 %. Зростання обертального моменту безпосередньо призводить до зменшення запасу міцності колінчастого валу двигуна, тому збільшення маси поршневого комплекту не може бути використано для полегшення умов роботи поршня, поршневого пальця, шатуна (шляхом зменшення екстремумів сил P_n , N , S).

В шостому розділі проведено перевірку на міцність поршня двигуна МеМЗ-317. Встановлено, що збільшення маси поршневої групи на 16,7 % викликає зростання напруження розриву σ_p в перерізі площини маслосборного кільця, ослабленого отворами, на 16,7...18,8 %. І одночасно з цим питомі тиски поршня на стінку циліндра (q_1 , q_2) зменшуються на 4,9...5,1 %. При збільшенні маси поршневого комплекту результат той же, але з протилежним знаком.

У сьомому розділі проведено перевірку на міцність поршневого пальця двигуна МеМЗ-317. При збільшенні/зменшенні/ маси поршневого комплекту на 16,7 % значення величин навантаження відповідно спадають/зростають/ на 0...0,1 %.

Враховуючи неоднозначність впливу величини маси поршневої групи на навантаженість роботи деталей двигуна МеМЗ-317, рекомендовано зменшити масу m'_n на 16,7 %. Подальше полегшення може мати негативні наслідки внаслідок збільшення екстремумів сил P_n , N , S , K , T .

За результатами роботи опубліковано тези доповідей на вузівській конференції. Методика розрахунку впливу маси поршневого комплекту на ефективний обертальний момент двигуна може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;

Величини питомої маси поршневих комплектів m'_n ДВЗ різних типів; закономірності (та їх причини) впливу m'_n на навантаженість поршня,

поршневого пальця, колінчастого валу бензинового 4-тактного ДВЗ впроваджені в курс дисципліни «Динаміка двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (акт впровадження – див. додаток А).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. **Белогуб, А. В.** Поршень для двигателя МеМЗ-317 ($V_h=1.4$ л) [Текст] / А. С. Белогуб, А. С. Стрибуль, С. А. Нестеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 28–31.
2. **Белогуб, А.В.** Новые подходы к конструированию поршней [Текст] / А.В. Белогуб // Авиационно-космическая техника и технология : Сб. научн. тр. – Харьков : Национальный Аэрокосмический университет «ХАИ», 2000. – Вып. 19 Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 201–206.
3. **Емелькин, Г.** 16-клапанники 2008 года / Г. Емелькин [Электронный ресурс]. – Сайт «За рулем». – 2008. – Режим доступа: https://www.zr.ru/content/articles/16070-16-klapanniki_2008_goda/
4. **Макаров, А. Р.** Конструкционные материалы для поршней ДВС [Текст] / А. Р. Макаров, С. В. Смирнов, С. В. Осокин, И. С. Пятов, Ю. И. Врублевская, Л. А. Финкельберг // Известия МГТУ. – 2013. – №1 (15). – С. 118–125.
5. **Фролов, Є.** Підвищення експлуатаційних параметрів деталей двигунів внутрішнього згоряння [Текст] / Є. Фролов, С. Попов, О. Сидорчук // Інженерія природокористування. – 2021. – 4(18). – С. 24–28. doi: 10.37700/enm.2020.4(18).24-28.
6. **Матвєєнко, В. В.** Прогнозування ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.03 / Володимир Володимирович Матвєєнко, НТУ «ХПІ». – Харків, 2013 – 20 с.
7. **Драгомиров, С. Г.** Важнейшие тенденции и закономерности развития двигателей легковых автомобилей за последние пятнадцать лет (1994-2008 гг.) [Текст] / С. Г. Драгомиров, М. С. Драгомиров // Современные силовые установки для автомобильной, внедорожной и специальной техники: 12-ая междунар. автомобильная конференция, 27 авг. 2010 г.: материалы конф. – М: АСМ-

Холдинг, 2010. – С. 84–94.

8. **Пылев, В. А.** Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС / В. А. Пылев, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 74–81.

9. **Білогуб, О. В.** Науково-технічні основи інтегрованого виробництва тонкостінних поршнів ДВЗ [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.03 двигуни та енергетичні установки / Олександр Віталійович Білогуб. – Харків, 2011. – 37 с.

10. **Белогуб, А. В.** Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршнем ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А. В. Белогуб // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3. – С. 27–40.

11. Размеры поршней двигателей 1.1, 1.2, 1.3 (Для себя) [Электронный ресурс]. – Сайт «drive2.ru». – 2015. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/l/7815777/>

12. Слинько, Г. І. Про різність маси деталей циліндропоршневої групи [Електронний ресурс] / Г. І. Слинько, С. В. Науменко // Тиждень науки-2022 : щоріч. наук.-практ. конф., 18-22 квітня 2022 р. : тези доп. / Редкол.: В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – С.133–134.

13. Подбор деталей ЦПГ по размерным группам [Электронный ресурс]. – Сайт «Заволжский моторный завод». – Режим доступа: http://www.zmz.ru/files/zsh/zsh_cpg_03.pdf

14. Поршень ВАЗ 2110. Поршень ВАЗ 2108. Основные размеры. [Электронный ресурс]. – Сайт «Авто-люкс». – Режим доступа: <https://альфалюкс.рф/drugoe/porshnevye-palcy-razmery-tablica.html>

15. Силовой агрегат МЕМЗ-317 [Электронный ресурс]. – Сайт «Мелитопольский моторный завод». – Режим доступа: <http://memz.com.ua/html/memz-317.htm>

16. **Егоров, Я. А.** Физико-математическая модель рабочего цикла

двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа [Текст] : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К. : УМК ВО, 1991. – 56 с.

17. 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.

18. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.

19. 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.

20. **Слинько, Г. І.** Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання [Текст] / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, П. Є. Іванов // Інформаційні технології: теорія і практика : II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. : Матеріали. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – С. 96–97.

21. **Slynko, G.** Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine [Електронний ресурс] / G. Slynko, R. Sukhonos, P. Ivanov // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. / Редкол.: В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – С. 74–75.

22. 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.

ДОДАТОК А

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

КАФЕДРА «ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ»

АКТ

впровадження результатів роботи

10 листопада 2022 р.

м. Запоріжжя

Складено комісією у складі:

Голови зав. кафедри «ДВЗ», д.т.н., професор Георгій СЛИНЬКО,
 члени комісії к.т.н., доцент кафедри «ДВЗ» Сергій БЕЖЕНОВ,
старший викладач кафедри «ДВЗ» Роман СУХОНОС,
старший викладач кафедри «ДВЗ» Наталя РЯБОШАПКА.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного впровадження науково-дослідної роботи НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах»,

виконаної у НУ «Запорізька політехніка» згідно п. 1.2 «Моделювання теплових та газодинамічних процесів в двигунах внутрішнього згорання та системах машинобудування» тематичного плану НДР 02211 на 2022-2023 н.р.,

та установила, що результати вказаної роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» НУ «Запорізька політехніка».

Вид та об'єм впровадження величини питомої маси поршневих комплектів m'_p ДВЗ різних типів; закономірності (та їх причини) впливу m'_p на навантаженість поршня, поршневого пальця, колінчастого валу бензинового 4-тактного ДВЗ впроваджені в курс дисципліни «Динаміка двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

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

Голова комісії

Георгій СЛИНЬКО

Члени комісії

Сергій БЕЖЕНОВ

Роман СУХОНОС

Наталя РЯБОШАПКА