

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 кута між кривошипамми на запас міцності
неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового опозитного ДВЗ

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

Освітня програма (спеціалізація)

Двигуни внутрішнього згорання

Кушнір О.Д.

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)

Кушнір Олександр Дмитрович

1. Тема проекту (роботи) Дослідження впливу кута між кривошипамми на запас міцності неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового опозитного ДВЗ
керівник проекту (роботи) Слинько Г. І., д.т.н., професор,
затверджені наказом вищого навчального закладу від 28 листопада 2022 № 411
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 5 грудня 2022 року.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) 4-тактний 2-циліндровий опозитний бензиновий двигун МТ-10-36.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) результати аналізу літератури за темою дослідження; опис використаних дослідницьких методик; тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; розрахунок запасу міцності колінчастого валу при різних варіантах розташування кривошипів; аналіз отриманих результатів.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) схема колінчастого валу двигуна МТ-10-36; схеми розміщення кривошипів при різних кутах γ_k ; індикаторні діаграми $p(V)$, $T(V)$; діаграми сил $P(\varphi)$, $N(\varphi)$, $S(\varphi)$, $K(\varphi)$, $T(\varphi)$; діаграма сил, діючих на шатунну шийку: полярна та розгорнута $R_{\text{шш}}(\varphi)$; діаграми навантажень на корінні шийки $R_{\text{кш}}(\varphi)$ для різних значень γ_k ; діаграми набігаючі моментів для різних значень γ_k ; результати розрахунку на міцність двигуна.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	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)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	05.09.2022	
2	Аналітичний огляд літератури та обґрунтування доцільності дослідження	10.09.2022	
3	Описання методів досліджень та устаткування	20.09.2022	
4	Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі	01.10.2022	
5	Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі	15.10.2022	
6	Розрахунок результуючих сил та набігаючих моментів, що діють на шийки колінчастого валу, при різних кутах між кривошипями	01.11.2022	
7	Розрахунок запасу міцності колінчастого валу при різних варіантах розташування кривошипів	10.11.2022	
8	Аналіз отриманих результатів.	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)

Кушнір О.Д.

Керівник проекту (роботи)

_____ (підпис)

Слинько Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 90 с., 11 табл., 23 рис., 19 джерел, 1 додаток.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ, МОМЕНТ, КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ, КОРИННА ШИЙКА, МТ-10-36, СИЛА, ШАТУННА ШИЙКА

В роботі розглянуто актуальне питання підвищення надійності 2-циліндрового бензинового ДВЗ з різним кутом між кривошипами колінчастого валу γ_k . Розраховані сили, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого валу базового двигуна МТ-10-36 та двигунів зі зміненим кутом γ_k (всього 5 варіантів). Розраховано набігаючі моменти на всі корінні та шатунні шийки колінчастого валу, для двигунів з різним кутом γ_k . Розраховані чисельні значення запасів міцності елементів колінчастого валу дозволяють стверджувати, що двигуни з кутами $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$ або $\gamma_k = 270^\circ$ мають покращені показники надійності (у порівнянні з базовим двигуном).

Мета роботи – визначення впливу кута між кривошипами неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового ДВЗ на навантаження та величину запасу міцності колінчастого валу; визначення оптимальної конструкції колінчастого валу 2-циліндрового ДВЗ з точки зору мінімізації навантажень на вал.

Об'єкт дослідження – базовий 4-тактний 2-циліндровий бензиновий двигун МТ-10-36 та досліджувані двигуни із зміненим компонуванням кривошипів колінчастого валу.

Предмет дослідження – вплив кута між кривошипами неповноопорного колінчастого валу на запас міцності 4-тактного 2-циліндрового опозитного бензинового двигуна.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП	9
1 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ	12
1.1 Особливості конструкції та технічна характеристика двигуна МТ10-36	12
1.2 Особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ	17
1.3 Вплив кута розвалу циліндрів на врівноваженість 2-циліндрового ДВЗ	19
1.4 Висновки за розділом	20
2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ	22
2.1 Основні положення теплового та динамічного розрахунку двигуна	22
2.2 Методика визначення впливу кута зміщення кривошипів на запас міцності колінчастого валу ДВЗ	25
2.3 Висновки за розділом	28
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА МТ-10-36 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	29
4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МТ-10-36 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	39
4.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту	39
4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	43
4.3 Сили інерції обертальних мас	44
4.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	45
4.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу	50
4.6 Моменти, діючі на корінні та шатунні шийки колінчастого валу	57
4.7 Висновки до розділу	62
5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ БАЗОВОГО ДВИГУНА МТ-10-36	64

5.1 Початкові дані для розрахунку	65
5.1.1 Розміри основних елементів колінчастого валу, властивості матеріалу	65
5.1.2 Питомий тиск на шийки	66
5.2 Розрахунок шийок	67
5.2.1 Скручуючі та згинаючі моменти	67
5.2.2 Корінна шийка	67
5.2.3 Шатунна шийка	70
5.3 Розрахунок щоки	73
5.4 Висновки за розділом	76
6 ВПЛИВ КУТА МІЖ КРИВОШИПАМИ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	77
ВИСНОВКИ	79
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	81
ДОДАТОК А	83
ДОДАТОК Б	90

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ

ВМТ – верхня мертва точка;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

КШ – корінна шийка;

НМТ – нижня мертва точка;

ППС – паливоповітряна суміш;

ШШ – шатунна шийка;

γ_k – кут між кривошипами колінчастого валу, °;

γ – кут розвалу циліндрів ДВЗ, °;

φ – кут від початку робочого процесу ДВЗ, ° ПКВ;

φ_c – кут початку згорання, ° ПКВ;

$\varphi_{оп}$ – кут випередження запалювання, ° ПКВ;

m_T – молекулярна маса;

H_u – нижча теплота згорання, МДж/кг;

ρ – щільність (густина), кг/м³;

ℓ_o – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кг/кг;

° ПКВ – градуси кута повороту колінчастого валу;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

ΔT – підігрів повітря на впуску, К;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

g_i – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год);

L_i – індикаторна робота, Дж/цикл;

n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹;

N_e – ефективна потужність, кВт;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

T_a – температура повітря на початку процесу стиснення, К;

T_k – температура повітря на впуску, К;

V_h – робочий об'єм циліндра, м³.

ВСТУП

З аналізу літературних джерел встановлено, що частина двигунів внутрішнього згорання для мототехніки, літальних апаратів, товарів народного споживання оснащується неповноопорними колінчастими валами, які внаслідок відсутності проміжної корінної шийки мають збільшене навантаження на інші корінні шийки і на щоки валу. Це викликає прискорене зменшення ресурсу колінчастого валу та, за несприятливих перевантажень чи форсуванні двигуна – руйнування валу.

Тому в роботі розглянуто актуальне питання впливу конструкції неповноопорного колінчастого валу (а саме кута між кривошипами γ_k) на його запас міцності.

Мета і завдання дослідження

Мета роботи – визначення впливу кута між кривошипами неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового ДВЗ на навантаження та величину запасу міцності колінчастого валу; визначення оптимальної конструкції колінчастого валу 2-циліндрового ДВЗ з точки зору мінімізації навантажень на вал.

Для досягнення мети, в роботі вирішено ряд завдань:

- аналіз наукової та технічної літератури за темою дослідження,;
- аналіз конструкції 2-циліндрового бензинового двигуна МТ-10-36;
- вибір та обґрунтування методик дослідження;
- тепловий розрахунок двигуна МТ-10-36 на номінальному режимі;
- динамічний розрахунок двигуна МТ-10-36 на номінальному режимі, який включає визначення сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, обертальних моментів, а також сил, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого валу;
- розрахунок результуючих сил, що діють на корінні шийки колінчастого валу, при різних кутах між кривошипами;

- розрахунок набігаючих моментів, що діють на корінні та шатунні шийки колінчастого валу, при різних кутах між кривошипами;
- розрахунок запасу міцності колінчастого валу при різних варіантах розташування кривошипів;
- аналіз отриманих результатів.

Об’єкт дослідження – базовий 4-тактний 2-циліндровий опозитний бензиновий двигун МТ-10-36 та досліджувані аналогічні двигуни зі змінним розташуванням кривошипів колінчастого валу.

Предмет дослідження – вплив кута між кривошипами неповноопорного колінчастого валу на запас міцності 4-тактного 2-циліндрового двигуна.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

- відому методику розрахунку сил, що діють на корінні шийки ДВЗ, модифіковано для 2-циліндрових опозитних двигунів, які не мають проміжної (середньої) корінної шийки;
- вперше отримано діаграми навантаження на корінні шийки для 2-циліндрового опозитного неповноопорного ДВЗ з кривошипами, що зміщені на $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$, $\gamma_k = 270^\circ$;
- вперше отримано графіки набігаючих моментів на шатунні та корінні шийки для 2-циліндрового опозитного неповноопорного ДВЗ з кривошипами, що зміщені на $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$, $\gamma_k = 270^\circ$.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

- методика визначення впливу кута між кривошипами неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового ДВЗ на запас міцності колінчастого валу ДВЗ може бути використана при проектуванні нових 2-циліндрових опозитних та V-подібних ДВЗ різного призначення;
- результати дослідження впроваджено в навчальний процес НУ «Запорізька політехніка» – методику розрахунку сил, що діють на корінні шийки неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового опозитного ДВЗ, а також результати розрахунків для двигуна МТ-10-36, впроваджено в курс дисципліни «Динаміка двигунів внутрішнього згорання» підготовки бакалаврів,

що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (акт впровадження від 10.11.2022 року – див. додаток Б);

– результати дослідження можуть бути використані двигунобудівними підприємствами України та світу.

Результати роботи доповідались та обговорювались на вузівській конференції, **опубліковано тези:**

Слинько, Г. І. Врівноваження 2-циліндрових ДВЗ з різним розташуванням циліндрів [Електронний ресурс] / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, О. Д. Кушнір // Тиждень науки-2022. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 18-22 квітня 2022 р. : тези доп. / Редкол.: В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – НУ «Запорізька політехніка», 2022. – С. 127–128.

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».

1 ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Питання міцності і надійності деталей є одними із найважливіших факторів поняття «якість» двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) [1]. Базовою деталлю будь-якого двигуна є блок циліндрів, а до ключових відносять: головки блоку циліндрів, колінчастий вал, маховик, розподільчий вал, картер зчеплення [1]. Оскільки дана робота присвячена визначенню впливу кута розвалу циліндрів на запас міцності колінчастого валу ДВЗ, в розділі проведено аналіз конструкції опозитного 2-циліндрового бензинового двигуна МТ-10-36 та конструкції його колінчастого валу.

1.1 Особливості конструкції та технічна характеристика двигуна МТ10-36

В якості об'єкта дослідження приймаємо двигун мотоцикла «Дніпро» виробництва ВАТ «Київський мотоциклетний завод». Наявність технічної літератури [10, 11, 12], а також креслень двигуна дозволяє внести зміни до проекту двигуна, та провести дослідження впливу кута розвалу циліндрів на запас міцності колінчастого валу. Відомо декілька модифікацій двигуна мотоцикла «Дніпро», для подальших досліджень вибираємо модифікацію МТ-10-36. Двигун чотиритактний, карбюраторний, верхньоклапанний, має наступні технічні характеристики [10, 12]:

– робочий об'єм циліндрів, см ³	649;
– ступінь стиснення ϵ	7,5;
– діаметр циліндра D, мм	78;
– хід поршня S, мм	68;
– номінальна потужність, кВт (к.с.)	26,5 (36);

– максимальний обертальний момент, Нм	47;
– число обертів колінчастого валу n хв^{-1} :	
– при номінальній потужності, не більше	5900;
– при максимальному обертальному моменті, не більше	5200;
– мінімально стійка холостого ходу, не більше	750;
– система запалювання двигуна	батарейна, напругою 12 В;
– карбюратори	К301Д;
– паливо	бензин з октановим числом 76;
– охолодження	повітряне;
– очищення повітря комбіноване	інерційне та контактно-масляне;
– газообмін:	
– початок впуску	10° до ВМТ;
– кінець впуску	50° після НМТ;
– початок випуску	50° до НМТ;
– кінець випуску	10° після ВМТ;
– кут випередження запалювання,	$32\dots36^\circ$ до ВМТ;

На рисунку 1.1 показано зовнішню швидкісну характеристику двигуна МТ-10-36. На рисунку 1.2 показано двигун МТ-10-36 у розрізі.

Для подальшого дослідження необхідно більш детально розглянути особливості компонування циліндрів та конструкції циліндропоршневої групи і кривошипно-шатунного механізму двигуна.

Кривошипно-шатунний механізм складається з колінчастого валу з шатунами, поршнями, поршневими кільцями і поршневими пальцями, картера і двох циліндрів з головками.

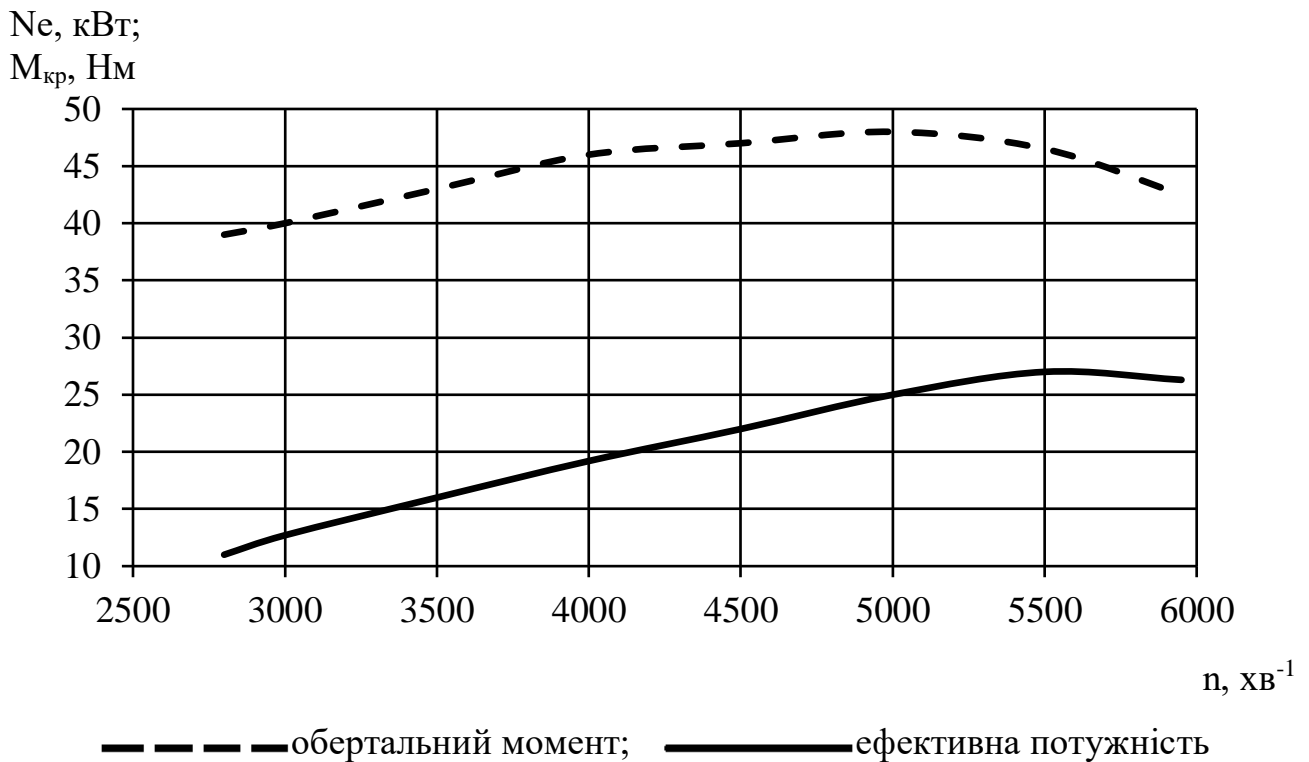
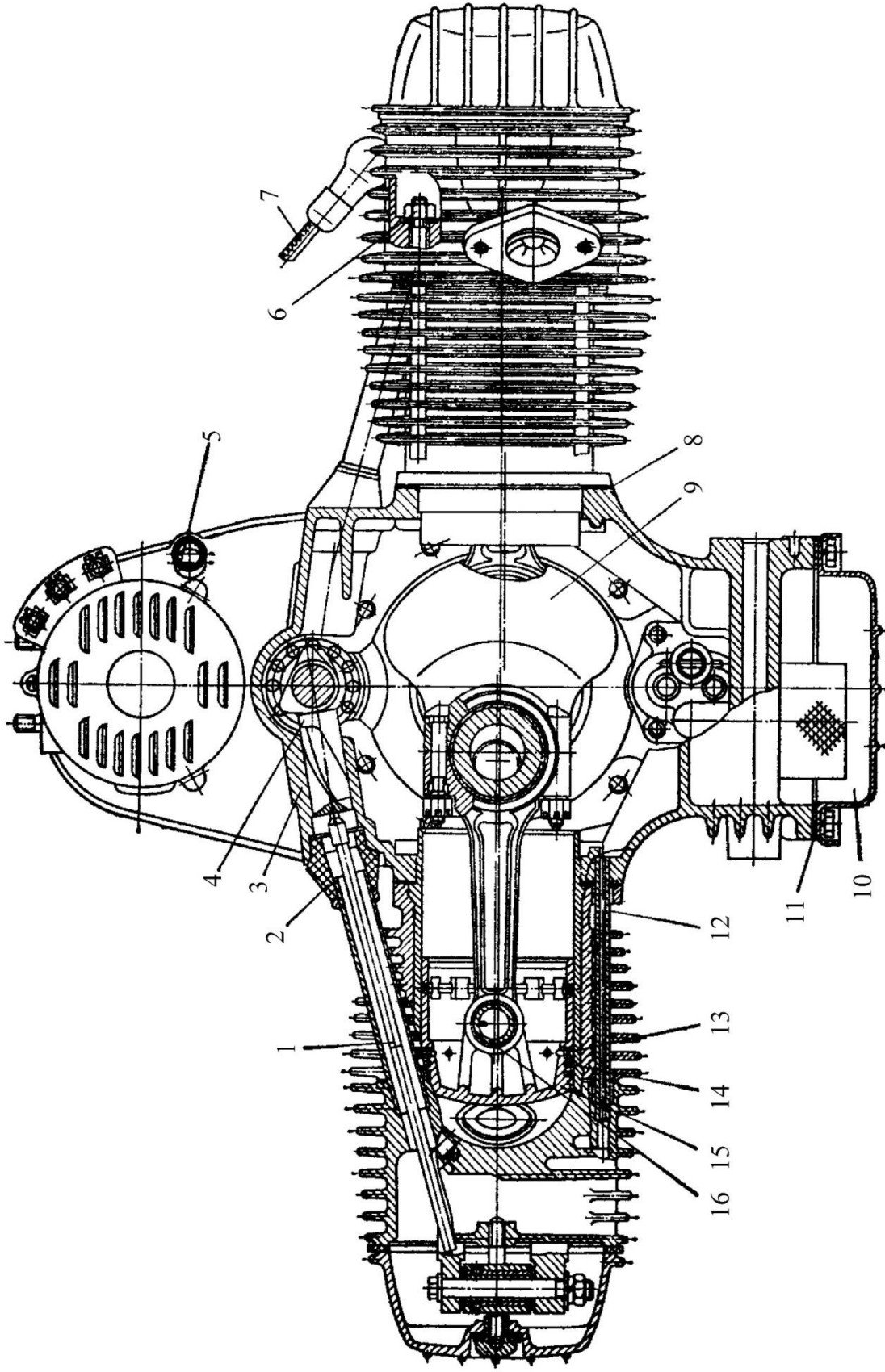


Рисунок 1.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна МТ-10-36

Двохопорий колінчастий вал (поз. 8 на рисунку 1.2; рисунок 1.3) являє собою відливку з високоміцного чавуну ВЧ-50-2, і термічно оброблений до твердості НВ 212-255. Колінчастий вал має два коліна, розташованих в одній площині під кутом $\gamma_k = 180^\circ$, і складається з передньої цапфи, щоки і двох шатунних шийок. Колінчастий вал встановлений в картері двигуна на двох підшипниках [10]. Номінальний діаметр корінних шийок $45 \pm 0,008$ мм, шатунних $48 \pm 0,025$ мм. Шатунні шийки пустотілі, їх порожнини закриті нарізними пробками та закернені. Щоки колінчастого валу, прилягаючі до корінних шийок, врівноважені. Щоб двигун працював без вібрацій, колінчастий вал в зборі з маховиком відбалансовані. Маховик виготовлений зі сталі 40Х [11].

Шатуни – із сталі 40Х, ковані, двотаврового перерізу. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна несиметрична, роз'ємна, з тонкостінними взаємозамінними вкладишами. Кришки шатунів невзаємозамінні. Гайки шатунних болтів затягуються та шплінтуються. Міжцентрова довжина шатуна 150 мм [10].



1 – штанга; 2 – ковпачок ущільнюючий; 3 – картер двигуна; 4 – штовхач; 5 – трубка виводу сапуна; 6 – гайка; 7 – провід високої напруги; 8 – прокладка циліндра; 9 – вал колінчастий з шатунами; 10 – піддон; 11 – прокладка піддона; 12 – трубка дренажна; 13 – кільце маслос’ємне; 14 – кільце компресійне; 15 – поршень; 16 – палець поршневий

Рисунок 1.2 – Двигун МТ-10-36 (поперечний розріз) [10]

Поршень двигуна складається з головки зі сферичною головкою, юбки і бобишек. На поршні виконані чотири канавки, в які встановлені поршневі кільця – два верхні компресійні, а два нижні маслоз’ємні. поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуна і мають прямі замки, зазор в замках встановленого поршня складає 0,25...0,5 мм.

Поршень з’єднаний з шатуном пальцем плаваючого типу, осьове зміщення якого обмежується двома пружинними стопорними кільцями, вставленими в кільцеві виточки, які виконані в бобишках поршня [10].

Лівий і правий циліндри двигуна МТ-10-36 однакові, взаємозамінні. циліндри біметалічні, мають рубашку з алюмінієвого сплаву, та чавунну гільзу. Нижня частина циліндра має фланець з отворами, що проходять через всі ребра для анкерних шпильок кріплення циліндрів і головок циліндрів до картера. верхня частина циліндра має кільцевий бурт, який входить в проточку головки.

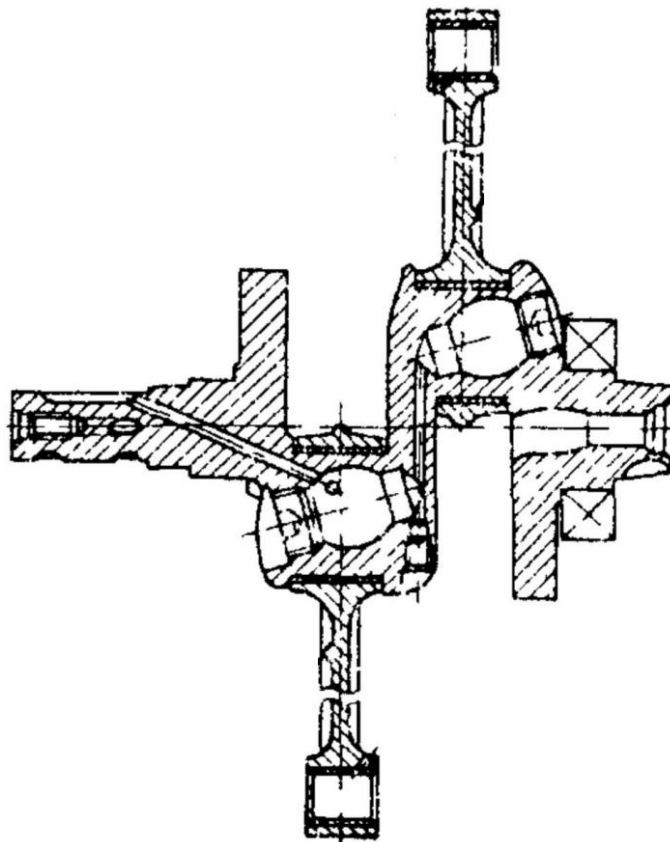


Рисунок 1.3 – Колінчастий вал в зборі з шатунами двигуна МТ-10-36 [11]

Головки циліндрів виготовлені з алюмінієвого сплаву з ребрами на зовнішній поверхні, які збільшують поверхню охолодження. Камера згорання головки має напівсферичну форму. На головці циліндра є чотири кронштейни, в отворах яких кріпляться коромисла. В верхній частині циліндра виконано різьбовий отвір для свічки запалювання [10].

1.2 Особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ

Колінчастий вал є однією з найбільш напружених деталей двигуна, й до того ж, трудомісткою при виготовленні. При роботі вал навантажується перемінними силами і моментами, і піддається дії крутильних, згинаючих і повздовжніх коливань, які за несприятливих умов (резонансні і близькі до них режими роботи) можуть суттєво збільшувати навантаження на валу від основних газових та інерційних сил. Шийки вала під дією тертя зношуються. Тому колінчастий вал повинен мати високу міцність, жорсткість і зносостійкість [3].

Основним елементом колінчастого валу є коліно, яке складається з корінних шийок, шатунної шийки і щік. Останні можуть бути виконані як єдине ціле з противагами.

Існує два види колінчастих валів, що відрізняються за типом опори [4]:

- повноопорні;
- неповноопорні.

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

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

Неповноопорні колінчасті вали мають простішу конструкцію, проте вони через меншу кількість точок опори на картер двигуна повинні бути жорсткішими і міцнішими, а значить – і важчими (див. рис. 1.4). Тому сьогодні більшого поширення набули повноопорні колінчасті вали, які при більш складному виробництві виходять легшими та надійнішими [4].

Загалом, число і взаємне розташування колін залежить від числа циліндрів, їх розташування і тактності двигуна [3]. При цьому важливим є рівномірність спалахувань в циліндрах двигуна, а також врівноваженість сил і моментів інерції.

Колінчасті вали виготовляють куванням та штампуванням із сталі, а також литтям зі спеціального високоміцного чавуну. При отриманні литих валів суттєво скорочуються витрати на механічну обробку при забезпеченні раціональних геометричних форм вала, але литі вали поступаються міцністю штампованим [3].



Рисунок 1.4 – Колінчастий вал зі зламом по центральній щоці

1.3 Вплив кута розвалу циліндрів на врівноваженість 2-циліндрового ДВЗ

Постійно змінні в часі сили та моменти, які діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, за умови їх неврівноваженості, викликають значні вібрації. Зазвичай, інженерами та дослідниками розглядаються результуючі сили інерції I та II порядку (ΣP_{jI} , ΣP_{jII}), їх моменти (ΣM_{jI} , ΣM_{jII}), а також результуючі відцентрові сили інерції та їх моменти (ΣK_R , ΣM_R). За умови $\Sigma P_{jI} = 0$, $\Sigma P_{jII} = 0$, $\Sigma M_{jI} = 0$, $\Sigma M_{jII} = 0$, $\Sigma K_R = 0$, $\Sigma M_R = 0$ двигун вважається повністю врівноваженим [9].

Збалансування ДВЗ за допомогою противаг або балансирних валів ускладнює конструкцію та збільшує масу агрегату. Але такі технічні рішення широко використовуються у 1...4-циліндрових високооберткових ДВЗ для мотоциклів, оскільки в них сили інерції на окремих режимах роботи можуть переважати над газовими силами [5].

В таблиці 1 наведено дані щодо ступеня врівноваженості сил та моментів в 2-циліндрових ДВЗ різних компоновальних схем.

Таблиця 1.1 – Врівноваженість 2-циліндрових ДВЗ (врівноважені сили та моменти позначено «+», вільні (не врівноважені) позначено «-») [6, 9]

Тип двигуна	ΣP_{jI}	ΣP_{jII}	ΣK_R	ΣM_{jI}	ΣM_{jII}	ΣM_R
Рядний, кривошипи направлені в одну сторону	-	-	+	+	+	+
Рядний, кривошипи у протифазі	+	-	+	-	+	-
V-подібний	-	-	+	+	+	+
Опозитний	+	+	+	-	-	-

Для врівноваження сил та моментів в 2-циліндрових двигунах різних схем використовуються додаткові маси на продовженнях щок колінчастих валів, а також додаткові вали з противагами різних конструкцій [9]. За допомогою одновального механізму вдається врівноважити [7]:

– рядні двигуни Kawasaki ER-6, Kawasaki Versys – врівноважуються ΣM_{jI} , ΣK_R , ΣM_R ;

– рядні двигуни Kawasaki W800 – врівноважуються ΣM_{jI} , ΣK_R , ΣM_R , проте з'являється момент від одновального механізму;

– V-подібні двигуни з кутом розвалу циліндрів $\gamma = 60^\circ$ Harley-Davidson V-Rod і двигуни KTM LC8 з $\gamma = 75^\circ$ – врівноважуються ΣP_{jI} , ΣK_R , ΣM_R , проте з'являється момент від одновального механізму;

За допомогою двовального механізму вдається врівноважити:

– рядні двигуни Yamaha TDM900 – врівноважуються ΣP_{jI} , ΣM_{jI} , ΣK_R , ΣM_R , врівноважуються частково ΣP_{jII} , ΣM_{jII} ;

– рядні двигуни Triumph Bonneville – врівноважуються ΣP_{jI} , ΣK_R , ΣM_R ;

– V-подібні двигуни Harley-Davidson Twin Cam 88B, 96B ($\gamma = 45 \dots 52^\circ$) і двигуни Aprilia RSV1000 ($\gamma = 60^\circ$) – врівноважуються ΣP_{jI} , ΣK_R , ΣM_R .

1.4 Висновки за розділом

З огляду на конструкцію колінчастого валу двигуна MT-10-36 (див. рисунок 2.1), визначаємо, що колінчастий вал двигуна неповноопорний, з двома кривошипамі, розташованими під кутом $\gamma_k = 180^\circ$.

Відзначимо, що відсутність середньої (проміжної) корінної шийки викликає збільшення навантажень, що діють на корінні шийки, а також на щоки.

Неповноопорні колінчасті вали можуть використовуватися не тільки опозитних двигунах (MT-10-36, K-750, BMW 1250 GS), так і на рядних

двигунах (Ducati GTL 500, Ducati GTV 500, Honda Africa Twin) і V-подібних двигунах з кутом розвалу циліндрів $0 < \gamma < 180^\circ$ (Honda Shadow).

На 2-циліндрових ДВЗ, зазвичай, кривошипи розташовані або без зміщення, або через $\gamma_k = 180^\circ$. Проте бувають і інші конструкції. Наприклад, у двигуна Honda CRF1000L Africa Twin кут між кривошипами складає $\gamma_k = 270^\circ$. За численними відгуками власників мотоциклів з таким двигуном, він має великий ресурс (до 300 тис. км пробігу) у порівнянні з іншими мотоциклами того ж класу [14]. Дисбаланс в роботі такого двигуна усувається за рахунок додаткових врівноважувальних систем. Збільшений кут між кривошипами є можливим поясненням збільшення ресурсу двигуна, проте в науковій літературі це питання не вивчене.

Висуваємо гіпотезу, що збільшення кута між кривошипами 2-циліндрового двигуна до величини $\gamma_k = 270^\circ$ внаслідок кінематичних та динамічних закономірностей роботи двигуна збільшує надійність однієї з основних деталей двигуна – колінчастого валу.

2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА УСТАТКУВАННЯ

В даному розділі обґрунтовано використані в роботі дослідницькі методи та наведено їх основні положення.

2.1 Основні положення теплового та динамічного розрахунку двигуна

Тепловий розрахунок робочого циклу двигуна виконується за стандартною методикою [8] з використанням комп'ютерної програми Engine Calculation.

Результатом теплового розрахунку є:

– індикаторні показники двигуна:

а) індикаторна робота L_i ;

б) середній індикаторний тиск p_i ;

в) індикаторний ККД η_i ;

г) питома індикаторна витрата палива g_i ;

– ефективні показники двигуна:

а) ефективна потужність двигуна N_e ;

б) середній ефективний тиск p_e ;

в) питома витрата палива g_e ;

г) ефективний ККД η_e ;

– значення величин стану робочого тіла (температура, тиск) протягом циклу.

Динамічний розрахунок двигуна виконують з метою визначення основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень – осьової сили P і бічної сили N , на шатун – сили S , на кривошип –

тангенціальної сили T і нормальної сили K), і обертального моменту на кривошипі від одного циліндра M (див. рисунок 2.1).

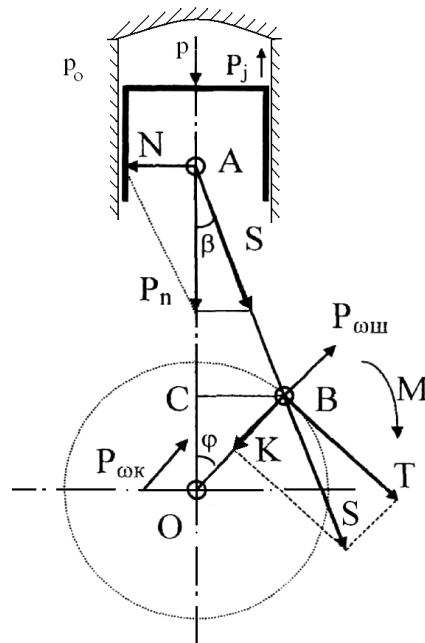


Рисунок 2.1 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі [8]

Використовуючи методику [9] виконуємо розрахунок сил та реакцій, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна.

Колінчастий вал двигуна МТ-10-36 неповноопорний, з двома кривошипами, розташованими під кутом $\gamma_k = 180^\circ$ (див. рисунок 2.2). Відсутність центральної корінної шийки вимагає внести певні зміни до методики [9].

Результуюча сила $R_{кш}$, діюча на кожну корінну шийку, визначається геометричним складанням сил, рівних, але протилежно направлених по відношенню до сил, що передаються від двох колін двигуна

$$\bar{R}_{кш} = \bar{R}'_{к1} + \bar{R}'_{к2}, \quad (2.1)$$

де $R'_{к1}$ і $R'_{к2}$ – сили, що передаються від 1-го і 2-го колін на корінні шийки.

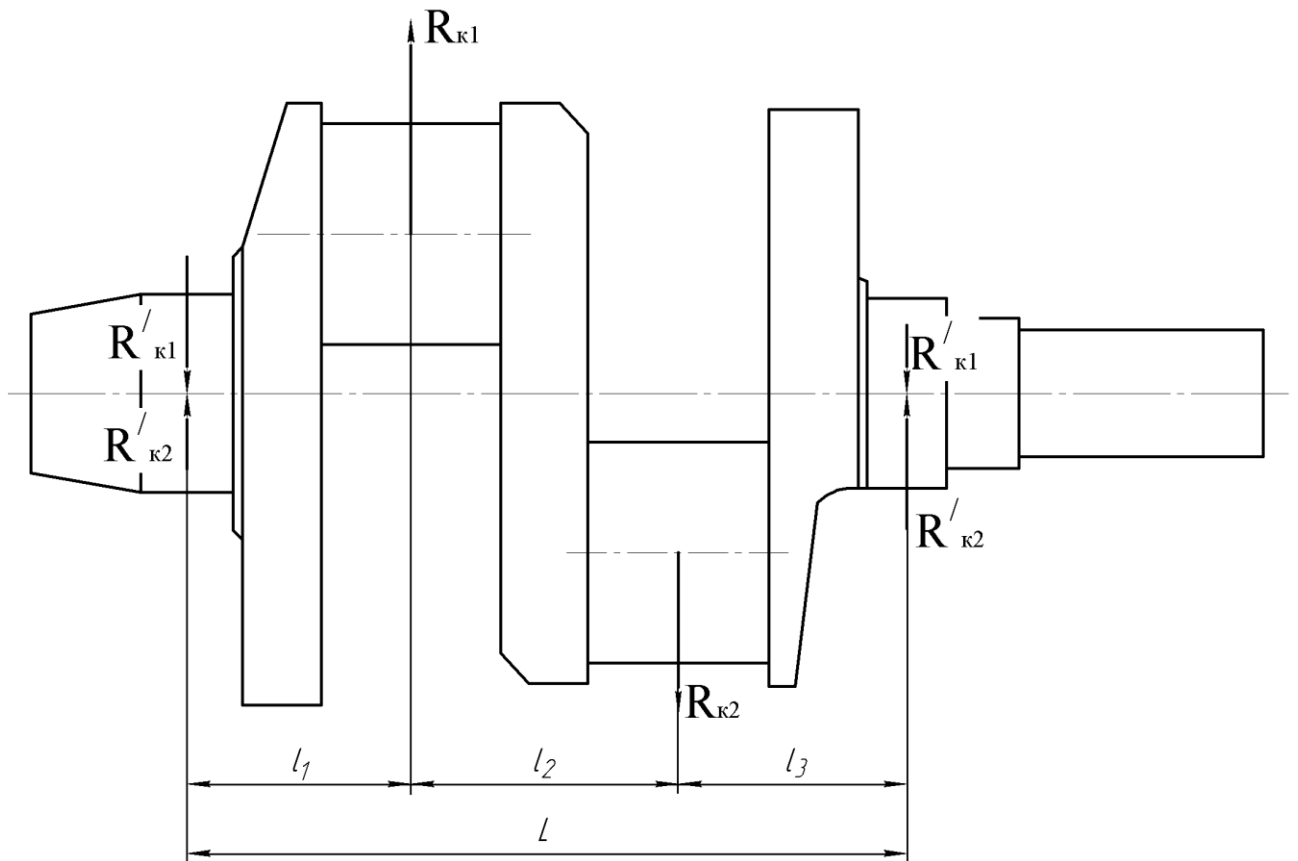


Рисунок 2.2 – Схема колінчастого валу двигуна МТ-10-36

Зважаючи на конструкцію колінчастого валу, який відрізняється від типових конструкцій ДВЗ відсутністю проміжної корінної шийки між двома шатунними, визначаємо величини $R'_{к1}$ і $R'_{к2}$ наступним чином:

– діють на 1-шу корінну шийку (ліва на рисунку 2.2):

$$R'_{к1(I)} = -R_{к1} \cdot l_1 / L, \quad (2.2)$$

$$R'_{к2(I)} = -R_{к2} \cdot (l_1 + l_2) / L; \quad (2.3)$$

– діють на 2-гу корінну шийку (права на рисунку 2.2):

$$R'_{к1(II)} = -R_{к1} \cdot (l_2 + l_3) / L, \quad (2.4)$$

$$R'_{к2(II)} = -R_{к2} \cdot l_3 / L. \quad (2.5)$$

В формулах 2.1–2.5 величинами l_i та L показано відстані між осями корінних та шатунних шийок (див. рисунок 2.2).

Тепер можна визначити результуючі сили $R_{кш}$, діючі на 1-шу та 2-гу корінні шийки [9]:

$$R_{кш1} = R'_{к1(I)} + R'_{к2(I)}, \quad (2.6)$$

$$R_{кш2} = R'_{к1(II)} + R'_{к2(II)}, \quad (2.7)$$

Проте, оскільки розраховуваний двигун опозитний, а значить, сили, що діють у 2-му циліндрі, протилежні за напрямом у системі координат сил 1-го циліндра, в формулах 2.6 і 2.7 знак «+» замінюємо на «-». Тоді

$$R_{кш1} = R'_{к1(I)} - R'_{к2(I)}, \quad (2.8)$$

$$R_{кш2} = R'_{к1(II)} - R'_{к2(II)}, \quad (2.9)$$

2.2 Методика визначення впливу кута зміщення кривошипів на запас міцності колінчастого валу ДВЗ

Виходячи з існуючих конструкцій ДВЗ для мотоциклів, для дослідження впливу компоновки циліндрів двигуна на запас міцності колінчастого валу ДВЗ вибираємо наступні варіанти 2-циліндрових опозитних двигунів (див. рисунок 2.3):

– кут між шатунними шийками $\gamma_k = 180^\circ$, спалахування паливоповітряної суміші через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ (базовий МТ-10-36) (рис. 2.3, а);

– кут між шатунними шийками $\gamma_k = 180^\circ$, спалахування паливоповітряної суміші одночасне (рис. 2.3, а);

– кут між шатунними шийками $\gamma_k = 210^\circ$ (рис. 2.3, б).

– кут між шатунними шийками $\gamma_k = 240^\circ$ (рис. 2.3, в).

– кут між шатунними шийками $\gamma_k = 270^\circ$ (рис. 2.3, г).

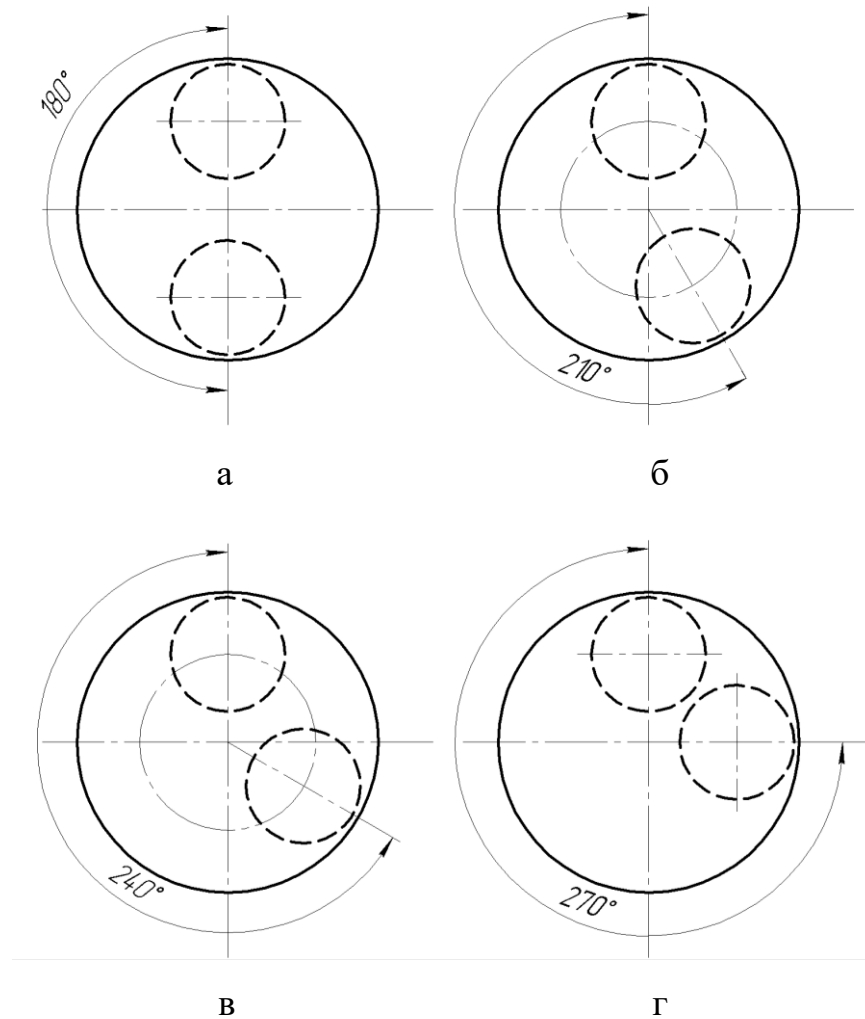


Рисунок 2.3 – Схеми розміщення кривошипів 2-циліндрового опозитного ДВЗ через $\gamma_k = 180^\circ$ (а), $\gamma_k = 210^\circ$ (б), $\gamma_k = 240^\circ$ (в), $\gamma_k = 270^\circ$ (г)

Питання врівноважування двигуна зі зміщенням кривошипів, безперечно, є важливим, проте є темою окремого наукового дослідження.

Знаючи величини сил $R'_{k1(I)}$ і $R'_{k1(II)}$, діючих на корінні шийки (розраховані формулами 2.8, 2.9) для циклу двигуна $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ, зміщення величини сил $R'_{k2(I)}$ і $R'_{k2(II)}$ буде аналогічним, але зі зміщенням на певний кут. Для двигуна із спалахування паливоповітряної суміші через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ (базовий МТ-10-36), відповідно, це зміщення складає $\varphi = 360^\circ$. Для двигуна із одночасним спалахуванням паливоповітряної суміші, зміщення немає.

Для двигуна зі зміщенням кривошипів $\gamma_k = 210^\circ$ зміщення сил $R'_{k2(I)}$ і $R'_{k2(II)}$ відносно сил $R'_{k1(I)}$ і $R'_{k1(II)}$, складає $\varphi = 360 + (210 - 180) = 390^\circ$.

Для двигуна зі зміщенням кривошипів 240° зміщення сил $R'_{к2(I)}$ і $R'_{к2(II)}$ відносно сил $R'_{к1(I)}$ і $R'_{к1(II)}$, складає $\varphi = 360 + (240 - 180) = 410^\circ$.

Для двигуна зі зміщенням кривошипів 270° зміщення сил $R'_{к2(I)}$ і $R'_{к2(II)}$ відносно сил $R'_{к1(I)}$ і $R'_{к1(II)}$, складає $\varphi = 360 + (270 - 180) = 450^\circ$.

Розрахунок значень і зміщення сил виконується за допомогою комп'ютерної програми MS Excel 2007 і представляється в табличному вигляді.

Колінчастий вал ДВЗ сприймає періодичні навантаження від сил тиску газів, сил інерції та обертальних моментів. Колінчастий вал піддається скручуванню, вигину та розтягуванню-стиску; моменти, що періодично змінюються, викликають, крім того, крутильні коливання, внаслідок яких відбувається додаткове скручування.

Розрахунок колінчастого валу ДВЗ на міцність виконується за методикою [9] і складається з наступних етапів:

- визначення питомого тиску на поверхні шийок;
- розрахунок корінних шийок;
- розрахунок шатунних шийок;
- розрахунок щік.

При розрахунках використовуються формули опору матеріалів. Запаси міцності елементів колінчастого валу визначаються за одним із двох способів:

- за границею втоми;
- за границею текучості.

Запас міцності елементів колінчастого валу двигуна МТ-10-36 має бути $\geq 2 \dots 3$.

2.3 Висновки за розділом

Відповідно до задач дослідження, у наступних розділах необхідно виконати тепловий і динамічний розрахунки двигуна МТ-10-36, кінцевим результатом яких є визначення сил, що діють на шатунну та корінні шийки колінчастого валу.

Методику розрахунку сил, що діють на корінні шийки [9], модифіковано для виконання розрахунку $R_{кш}$ для 2-циліндрових ДВЗ з неповноопорним колінчастим валом (без середньої корінної шийки).

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА МТ-10-36 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Виконуємо тепловий розрахунок двигуна МТ-10-36 відповідно до вимог та рекомендацій [8]. Вихідними даними для розрахунку є технічні характеристики двигуна (див. розділ 2.1).

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву p_k , температури наддувочного повітря T_k і типу двигуна. Далі на основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (3.1)$$

розраховуємо робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{26,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,83 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5900} = 0,0003247 \text{ м}^3. \quad (3.2)$$

Перевіряємо величину діаметра циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003247}{3,14 \cdot 0,872}} = 0,078 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,078 \cdot 0,872 = 0,068 \text{ м}. \quad (3.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,068}{2} = 0,034 \text{ м.} \quad (3.5)$$

Уточнюємо величину робочого об'єму циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,078^2}{4} 0,068 = 0,000325 \text{ м}^3. \quad (3.6)$$

Далі розраховуємо усі величини, які використовуються в комп'ютерній програмі Engine Calculation, заносимо їх до таблиці 3.1.

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – опозитний.

Паливо – бензин.

Теплота згорання палива $H_{uT} = 44 \text{ МДж/кг}$.

Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій [8]. Для бензинових ДВЗ $m_1 = 3,2 \dots 4,0$. Приймаємо $m_1 = 3,6$.

Кількість циліндрів – 2.

Діаметр циліндра $D = 0,078 \text{ м}$.

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,078^2 = 0,004776 \text{ м}^2. \quad (3.7)$$

Радіус кривошипа $r_k = 0,034 \text{ м}$.

Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є

конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [8]. За геометричними даними двигуном-прототипом приймаємо $L_{ш} = 0,15 \text{ м}$.

Тоді

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = \frac{0,034}{0,15} = 0,226. \quad (3.8)$$

Площа теплообміну поршня F_p' залежить від конфігурації днища. У двигуна МТ-10-36 днище має напівсферичну форму, тому $F_p' > F_p$,

$$F_p' = 1,1 \cdot F_p = 1,1 \cdot 0,004776 = 0,00525 \text{ м}^2. \quad (3.9)$$

Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення. У двигуна МТ-10-36 камера стиснення має напівсферичну форму, тому

$$F_k = 1,3 \cdot F_p = 1,3 \cdot 0,004776 = 0,00621 \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} 0,078^2 \cdot 0,034 \cdot \frac{1}{7,5 - 1} = 50,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.11)$$

Двигун не має наддуву, тому тиск $p_k = p_o = 101000 \text{ Па}$.

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

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 32 = 328^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.12)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 32^\circ$ – згідно технічних даних двигуна;

Кут кінця згорання пов'язаний з кутовою тривалістю згорання $\Delta\varphi_{\text{сг}}$

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{\text{сг}} = 328 + 60 = 388^\circ \text{ ПКВ.} \quad (3.13)$$

Кутова швидкість обертання кривошипа ω визначається від частоти обертання колінчастого валу n , с^{-1} :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5900}{60} = 617,5 \text{ с}^{-1}. \quad (3.14)$$

Коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі $\alpha = 0,8$.

Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря $\Delta m_{\text{вц}}$

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0002982 \cdot 1,201 \cdot 0,764 = 0,2982 \text{ г/цикл,} \quad (3.15)$$

де щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101000}{287 \cdot 293} = 1,201 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.16)$$

коефіцієнт наповнення дорівнює

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (3.17)$$

$$\eta_v = \frac{7,5}{7,5 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{293}{293 + 10 + 0,1 \cdot 950} = 0,764.$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = 0,1 \cdot p_k = 0,1 \cdot 101000 = 10100 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

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

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

$T_r = 950$ К – температура залишкових газів.

Тоді циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{ТЦ}} = \frac{\Delta m_{\text{ВЦ}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{0,0002982}{0,8 \cdot 14,96} = 0,02492 \text{ г/цикл.} \quad (3.18)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра) [8]. Оскільки двигун має чавунну гільзу циліндра, алюмінієві кришку циліндра і поршень, приймаємо $T_w = 450$ К.

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{ВП}} = 101000 - 10100 = 90900 \text{ Па;} \quad (3.19)$$

– початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{ВП}} + \gamma T_r), \quad (3.20)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 10 + 0,1 \cdot 950) = 361,8 \text{ К;}$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{ВЦ}} = (1 + 0,1) \cdot 0,0002982 = 0,328 \text{ г/цикл;} \quad (3.21)$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{7,5}{7,5 - 1} \cdot 0,000325 = 374,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.22)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.23)$$

$$90900 \cdot 374,7 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 0,328 \cdot 10^{-3} \cdot 361,8,$$

$$34,0602 = 34,0584.$$

Похибка цього рівняння складає $\left| \frac{34,0602 - 34,0584}{34,0602} \right| \cdot 100\% = 0,005\%$.

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:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (3.24)$$

$$m_A = [105 + 0,25 \cdot 110] \cdot 0,004776 = 0,633 \text{ кг},$$

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

Величини $m'_п$ і $m'_ш$ в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ [8] та двигуна МТ-10-36.

Розраховані величини заносимо до таблиці 3.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримано протоколи теплового (таблиця 3.2) і динамічного (таблиця 4.1) розрахунків.

Таблиця 3.1 – Дані для розрахунку робочого циклу двигуна МТ-10-36

№	Найменування величини	Значення величин	Позначення і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	бензин	–
III.	Тип двигуна		
	1. Теплота згорання палива	44	$H_{ут}$, МДж/кг
	2. Показник процесу згорання	3,6	m_1
IV.	Конструктивні дані		
	3. Кількість циліндрів	2	i
	4. Рядний (1); V-подібний (0)	опозитний	–
	5. Діаметр циліндра	0,078	D , м
	6. Площа поршня	$4,776 \cdot 10^{-3}$	$F_{п}$, м ²
	7. Радіус кривошипа	0,034	r_k , м
	8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$	0,226	λ_k
	9. Площа теплообміну поршня	$5,25 \cdot 10^{-3}$	$F_{п}'$, м ²
	10. Площа теплообміну кришки	$6,21 \cdot 10^{-3}$	F_k , м ²
	11. Об'єм камери стиснення	$50,0 \cdot 10^{-6}$	V_c , м ³
V.	Наддув		
	12. Тиск наддуву	101000	p_k , Па
	13. Температура повітря	293	T_k , К
VI.	Регульовальні дані		
	14. Кут початку згорання	328	φ_c , град.
	15. Кут кінця згорання	388	φ_z , град.
VII.	Режимні дані		
	16. Кутова швидкість валу	617,5	ω , рад/с
	17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,8	α
	18. Циклова подача палива	0,02492	$\Delta m_{тц}$, г/цикл
	19. Середня температура стінок	450	T_w , К
VIII.	Початкові умови		
	20. Тиск	90900	p_a , Па
	21. Температура	361,8	T_a , К
	22. Маса робочого тіла	0,328	m_a , г/цикл
	23. Об'єм робочої порожнини	$0,3747 \cdot 10^{-3}$	V_a , м ³
IX.	Дані до динамічного розрахунку		
	24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,633	m_A , кг
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta \varphi$, град.

Студент групи Т-411м

Керівник д.т.н., професор

Кушнір О.Д.

Слинько Г.І.

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна МТ-10-36 на номінальному режимі

φ, °ПКВ	P, кПа	T, К	m, г	V·10 ³ , м ³
180	88,037	361,8	0,328	0,375
190	88,771	363,0	0,328	0,373
200	90,819	365,7	0,328	0,367
210	94,325	369,9	0,328	0,358
220	99,546	375,9	0,328	0,344
230	106,885	383,9	0,328	0,328
240	116,949	394,2	0,328	0,307
250	130,644	407,1	0,328	0,284
260	149,324	423,1	0,328	0,258
270	175,039	442,9	0,328	0,231
280	210,938	467,2	0,328	0,202
290	261,898	497,0	0,328	0,173
300	335,468	533,3	0,328	0,145
310	442,947	577,0	0,328	0,119
320	599,487	628,3	0,328	0,096
330	818,927	685,6	0,328	0,076
340	1117,959	759,1	0,328	0,062
350	1772,581	1025,0	0,330	0,053
360	3494,373	1868,2	0,336	0,050
370	4966,972	2731,1	0,347	0,053
380	4748,991	3003,1	0,352	0,062
390	3607,608	2807,3	0,353	0,076
400	2644,743	2576,4	0,353	0,096
410	1961,995	2375,3	0,353	0,119
420	1492,877	2205,8	0,353	0,145
430	1170,520	2064,7	0,353	0,173
440	946,040	1947,7	0,353	0,202
450	786,950	1850,8	0,353	0,231
460	672,233	1770,4	0,353	0,258
470	588,282	1703,7	0,353	0,284
480	526,192	1648,4	0,353	0,307
490	480,047	1602,6	0,353	0,328
500	445,866	1565,0	0,353	0,344
510	420,951	1534,4	0,353	0,358
520	403,481	1509,9	0,353	0,367
530	392,267	1490,8	0,353	0,373
540	381,422	1478,0	0,353	0,375

МТ-10-36

Дата:02.05.2022

L_i = 346,754717 Дж/циклP_i = 1067699,764574 Паη_i = 0,440116g_i = 0,258719 кг/(кВт·год)

Протокол теплового розрахунку (таблиця 3.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ) φ . Розрахунковий діапазон зміни кута повороту кривошипа для 4-тактного ДВЗ $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 346,755$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,0677$ МПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4401$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,2587 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 2 \cdot 346,755 \cdot \frac{5900}{2 \cdot 60} \cdot 0,78 = 26,60 \text{ кВт}, \quad (3.25)$$

де η_m – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат, і середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,0677 \cdot 0,78 = 0,833 \text{ МПа}. \quad (3.26)$$

Похибка розрахунку складає:

- за ефективною потужністю $\left| \frac{26,60 - 26,5}{26,5} \right| \cdot 100\% = 0,4 \%$;
- за середнім ефективним тиском $\left| \frac{0,833 - 0,83}{0,83} \right| \cdot 100\% = 0,3 \%$.

За отриманими значеннями похибок можна стверджувати, що тепловий розрахунок виконано вірно.

Розрахуємо інші ефективні показники двигуна МТ-10-36 – ефективну питому витрату палива g_e

$$g_e = g_i / \eta_m = 0,2587 / 0,78 = 0,3317 \text{ кг/(кВт·год)}; \quad (3.27)$$

та ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4401 \cdot 0,78 = 0,343. \quad (3.28)$$

За даними таблиці 3.2 будемо індикаторні діаграми двигуна температури та тиску МТ-10-36 (рисунок 3.1). Через особливості програми Engine Calculation криві p , T показано для процесів стиснення та розширення ($\varphi = 180 \dots 540^\circ$ ПКВ).

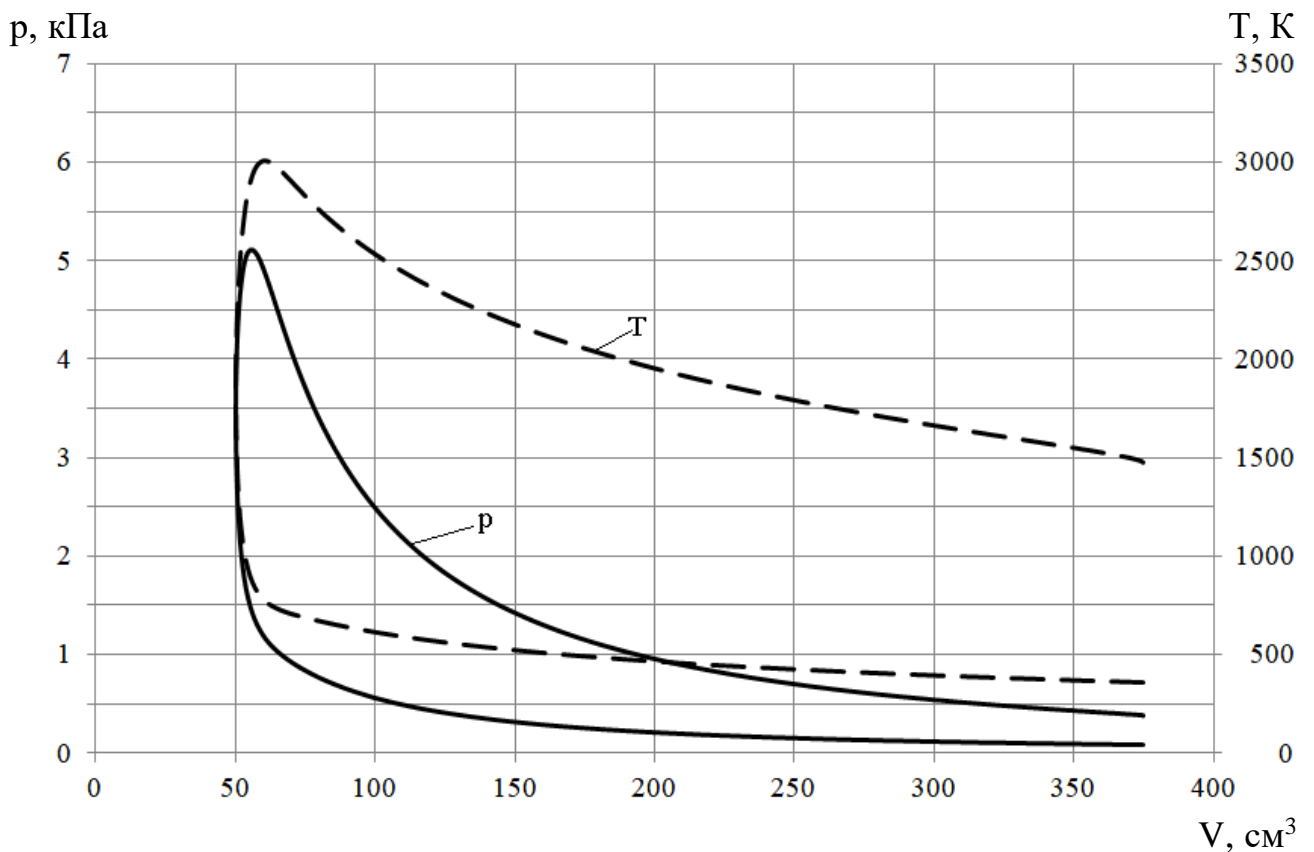


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма температури та тиску двигуна МТ-10-36 на номінальному режимі

4 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА МТ-10-36 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

4.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 4.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (на поршень – осьової сили P і бічної сили N , на шатун – сили S , на кривошип – тангенціальної сили T і нормальної сили K), і обертального моменту на кривошипі від одного циліндра M .

В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ (повний цикл для чотиритактних ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 20^\circ$. Проводимо розрахунок для кута $\varphi = 200^\circ$ ПКВ, для інших кутів розрахунку виконуються аналогічно.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (4.1)$$

$$P = (90,819 - 101000) \cdot 0,004776 - \\ - 0,633 \cdot 0,034 \cdot 617,5^2 \cdot (\cos 200^\circ + 0,226 \cdot \cos 200^\circ) = 6242,18 \text{ Н,}$$

де m_A – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А.

Значення тригонометричних функцій знаходимо за допомогою табличних даних [13]. Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P \cdot \operatorname{tg}\beta \quad (4.2)$$

$$N = 6242,18 \cdot (-0,1987) = -482,98 \text{ Н}$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi), \quad (4.3)$$

Таблиця 4.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна МТ-10-36

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-10110,80	0	-10110,80	0	-10110,80	0
20	-9181,99	-711,87	-9209,54	-3809,36	-8384,77	-129,52
40	-6658,25	-977,62	-6729,64	-5028,74	-4472,12	-170,98
60	-3225,58	-643,77	-3289,19	-3115,31	-1055,27	-105,92
80	268,10	61,21	275,00	274,66	-13,72	9,34
100	3118,18	711,86	3198,41	2947,20	-1242,51	100,21
120	4980,90	994,10	5079,13	3816,54	-3351,36	129,76
140	5914,79	868,46	5978,21	3136,68	-5089,23	106,65
160	6241,14	483,87	6259,87	1679,91	-6030,24	57,12
180	6288,47	0	6288,47	0	-6288,47	0
200	6242,18	-482,98	6260,90	-1680,18	-6031,25	-57,13
220	5956,09	-874,52	6019,95	-3158,58	-5124,76	-107,39
240	5105,31	-1018,93	5205,99	-3911,86	-3435,07	-133,00
260	3397,21	-775,56	3484,62	-3210,93	-1353,70	-109,17
280	841,40	-192,09	863,05	-861,98	-43,06	-29,31
300	-2057,52	410,64	-2098,10	1987,18	-673,13	67,56
320	-4229,24	620,97	-4274,59	3194,19	-2840,64	108,60
340	-4276,75	331,57	-4289,59	1774,31	-3905,43	60,33
360	6144,18	0	6144,18	0	6144,18	0
380	13065,10	1012,91	13104,30	5420,34	11930,70	184,29
400	5538,90	813,26	5598,29	4183,33	3720,29	142,23
420	3470,27	692,60	3538,71	3351,64	1135,32	113,96
440	4352,25	993,59	4464,22	4458,66	-222,73	151,60
460	5894,63	1345,70	6046,28	5571,40	-2348,85	189,43
480	7059,85	1409,02	7199,09	5409,50	-4750,17	183,92
500	7610,11	1117,37	7691,71	4035,73	-6547,92	137,22
520	7734,02	599,61	7757,23	2081,75	-7472,68	70,78
540	7689,67	0	7689,67	0	-7689,67	0
560	7102,88	-550,68	7124,19	-1911,86	-6862,86	-65,00
580	6250,74	-917,78	6317,76	-3314,84	-5378,28	-112,71
600	5080,24	-1013,92	5180,43	-3892,65	-3418,20	-132,35
620	3217,52	-734,54	3300,30	-3041,09	-1282,09	-103,40
640	367,44	-83,88	376,90	-376,43	-18,80	-12,80
660	-3126,23	623,94	-3187,89	3019,37	-1022,77	102,66
680	-6558,91	963,03	-6629,23	4953,71	-4405,39	168,43
700	-9082,65	704,16	-9109,90	3768,15	-8294,06	128,12
720	-10011,50	0	-10011,50	0	-10011,50	0

$$\beta = \arcsin(0,226 \cdot \sin 200^\circ) = -0,1987 \text{ рад.}$$

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P}{\cos\beta}, \quad (4.4)$$

$$S = \frac{6242,18}{0,99701} = 6260,90 \text{ Н.}$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (4.5)$$

$$T = 6242,18 \cdot \frac{-0,26836}{0,99701} = -1680,18 \text{ Н.}$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \quad (4.6)$$

$$K = 6242,18 \cdot \frac{-0,96332}{0,99701} = 6031,25 \text{ Н.}$$

Крутний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k, \quad (4.7)$$

$$M = -1680,18 \cdot 0,034 = -57,13 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень P , бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 4.1), нормальної сили на кривошип K та тангенціальної сили на кривошип T (рис. 4.2) від кута повороту кривошипа φ .



Рисунок 4.1 – Сили, що діють на поршень та шатун

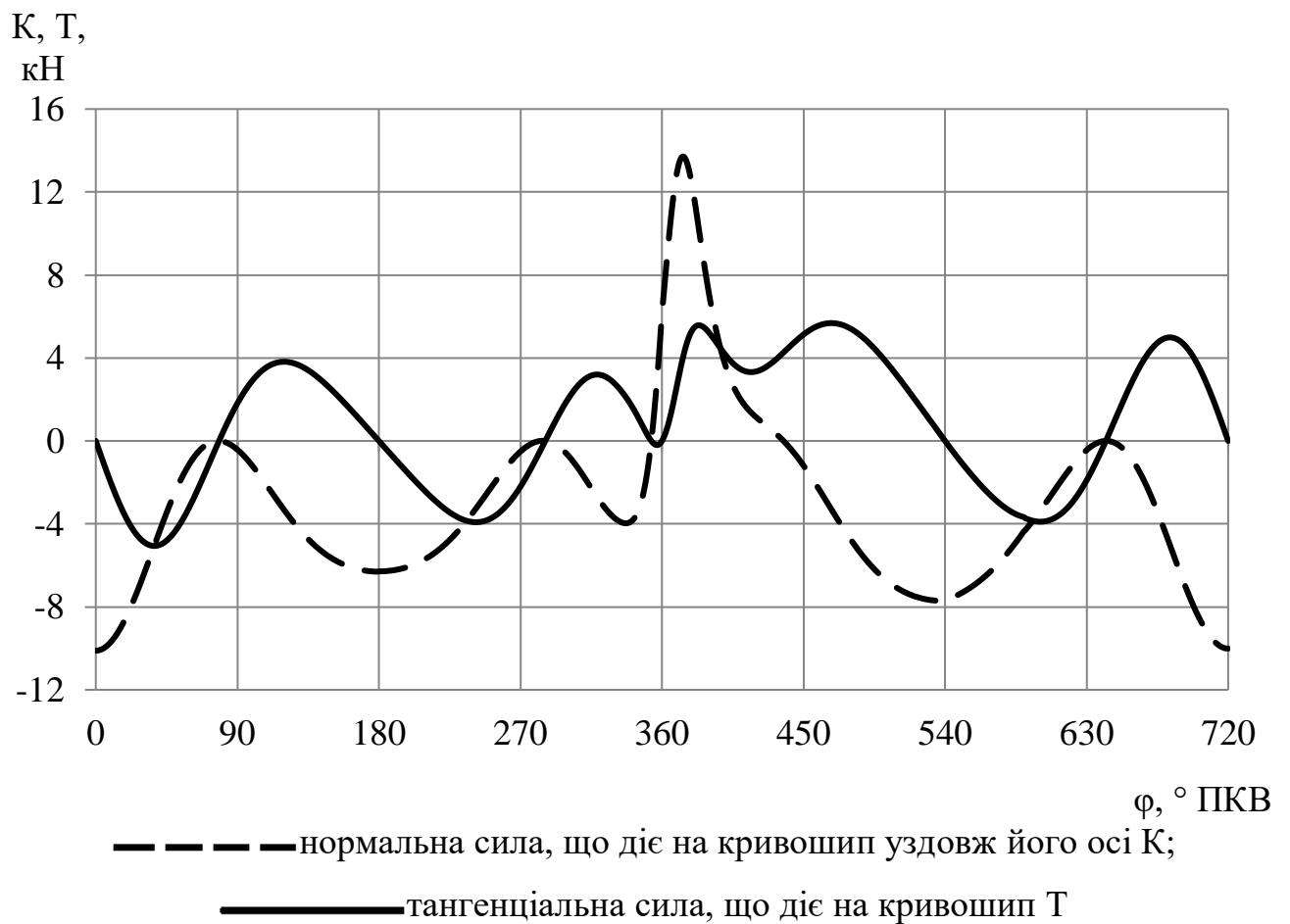


Рисунок 4.2 – Сили, що діють на поршень та шатун

4.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи [9]

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi}, \quad (4.8)$$

$$m_{\Pi} = 105 \cdot 0,004776 = 0,501 \text{ кг},$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi}, \quad (4.9)$$

$$m_{\text{Ш}} = 110 \cdot 0,004776 = 0,525 \text{ кг},$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot m_{\text{Ш}}, \quad (4.10)$$

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot 0,525 = 0,131 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{ШК}} = 0,75 \cdot m_{\text{Ш}}, \quad (4.11)$$

$$m_{\text{ШК}} = 0,75 \cdot 0,525 = 0,394 \text{ кг}.$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без протитваг

$$m_{\text{К}} = m'_{\text{К}} \cdot F_{\Pi}, \quad (4.12)$$

$$m_{\text{К}} = 120 \cdot 0,004776 = 0,573 \text{ кг},$$

де $m_k' = m_k / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m_k' = 120 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шп}}, \quad (4.13)$$

$$m_j = 0,501 + 0,131 = 0,632 \text{ кг}.$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{\text{шк}}, \quad (4.14)$$

$$m_R = 0,573 + 0,394 = 0,967 \text{ кг}.$$

4.3 Сили інерції обертальних мас

Сили інерції, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, відповідно до характеру руху наведених мас поділяють на сили поступово рухомих мас P_j і відцентрові сили інерції обертальних мас K_R .

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (4.15)$$

$$K_R = -0,967 \cdot 0,034 \cdot 617,5^2 = -12538,4 \text{ Н},$$

де m_R – маси, що здійснюють обертальний рух, кг;

$R = r_k$ – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, с^{-1} .

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2; \quad (4.16)$$

$$K_{R_{ш}} = -0,394 \cdot 0,034 \cdot 617,5^2 = -5108,2 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \quad (4.17)$$

$$K_{R_k} = -0,573 \cdot 0,034 \cdot 617,5^2 = -7430,2 \text{ Н}.$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{ш}}$ та K_{R_k} , будуємо полярні діаграми сил на шатунні $R_{шш}$ та корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

4.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна МТ-10-36. Приклад розрахунку наводиться для кута повороту колінчастого валу $\varphi = 200^\circ$ ПКВ.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку [9]

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2} = \sqrt{(-1680,19)^2 + (-11139,49)^2} = 11265,4 \text{ Н}, \quad (4.18)$$

де T – тангенціальна сила, діюча на кривошип, Н;

P_k – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н.

$$P_k = K + K_{R_{ш}} = -6031,25 - 5108,2 = -11139,49 \text{ Н}, \quad (4.19)$$

де K – нормальна сила, діюча на кривошип вздовж його осі;

$K_{R_{ш}}$ – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2} = \sqrt{(-1680,19)^2 + (-18569,66)^2} = 18645,51 \text{ Н}, \quad (4.20)$$

де K_{pk} – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$K_{pk} = K + K_R = -6031,25 - 12538,4 = -18569,66 \text{ Н}. \quad (4.21)$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну та корінну шийку при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ, наведені в таблиці 4.2.

Графічна побудова сили $R_{шш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 4.3) з полюсом в точці О. Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{шш.ср}$, а також її максимального $R_{шш.мах}$ і мінімального $R_{шш.мін}$ значень полярну діаграму перебудуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 4.4).

Таблиця 4.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	K	T	P_k	$R_{шш}$	K_{pk}	R_k
0	-10110,8	0,0	-15219,0	15219,0	-22649,2	22649,2
20	-8384,8	-3809,4	-13493,0	14020,4	-20923,2	21267,1
40	-4472,1	-5028,7	-9580,3	10819,9	-17010,5	17738,3
60	-1055,3	-3115,3	-6163,5	6906,0	-13593,7	13946,1
80	-13,7	274,7	-5121,9	5129,3	-12552,1	12555,1
100	-1242,5	2947,2	-6350,7	7001,3	-13780,9	14092,5
120	-3351,4	3816,5	-8459,6	9280,6	-15889,8	16341,7
140	-5089,2	3136,7	-10197,4	10668,9	-17627,6	17904,5
160	-6030,2	1679,9	-11138,4	11264,4	-18568,6	18644,5
180	-6288,5	0,0	-11396,7	11396,7	-18826,9	18826,9
200	-6029,9	-1679,8	-11139,5	11265,4	-18569,7	18645,5
220	-5124,8	-3158,6	-10233,0	10709,3	-17663,2	17943,4
240	-3435,1	-3911,9	-8543,3	9396,3	-15973,5	16445,5
260	-1353,7	-3210,9	-6461,9	7215,7	-13892,1	14258,3
280	-43,1	-862,0	-5151,3	5222,9	-12581,5	12611,0
300	-673,1	1987,2	-5781,3	6113,3	-13211,5	13360,1
320	-2840,6	3194,2	-7948,8	8566,6	-15379,0	15707,3
340	-3905,4	1774,3	-9013,6	9186,6	-16443,8	16539,3
360	6144,2	0,0	1036,0	1036,0	-6394,2	6394,2
380	11930,7	5420,3	6822,5	8713,6	-607,7	5454,3
400	3720,3	4183,3	-1387,9	4407,6	-8818,1	9760,1
420	1135,3	3351,6	-3972,9	5197,8	-11403,1	11885,4
440	-222,7	4458,7	-5330,9	6949,7	-12761,1	13517,6
460	-2348,9	5571,4	-7457,1	9308,5	-14887,3	15895,6
480	-4750,2	5409,5	-9858,4	11245,0	-17288,6	18115,1
500	-6547,9	4035,7	-11656,1	12335,0	-19086,3	19508,3
520	-7472,7	2081,8	-12580,9	12751,9	-20011,1	20119,1
540	-7689,7	0,0	-12797,9	12797,9	-20228,1	20228,1
560	-6862,9	-1911,9	-11971,1	12122,8	-19401,3	19495,2
580	-5378,3	-3314,8	-10486,5	10997,9	-17916,7	18220,7
600	-3418,2	-3892,7	-8526,4	9373,0	-15956,6	16424,5
620	-1282,1	-3041,1	-6390,3	7077,0	-13820,5	14151,1
640	-18,8	-376,4	-5127,0	5140,8	-12557,2	12562,8
660	-1022,8	3019,4	-6131,0	6834,1	-13561,2	13893,2
680	-4405,4	4953,7	-9513,6	10726,0	-16943,8	17653,1
700	-8294,1	3768,2	-13402,3	13921,9	-20832,5	21170,5
720	-10011,5	0,0	-15119,7	15119,7	-22549,9	22549,9

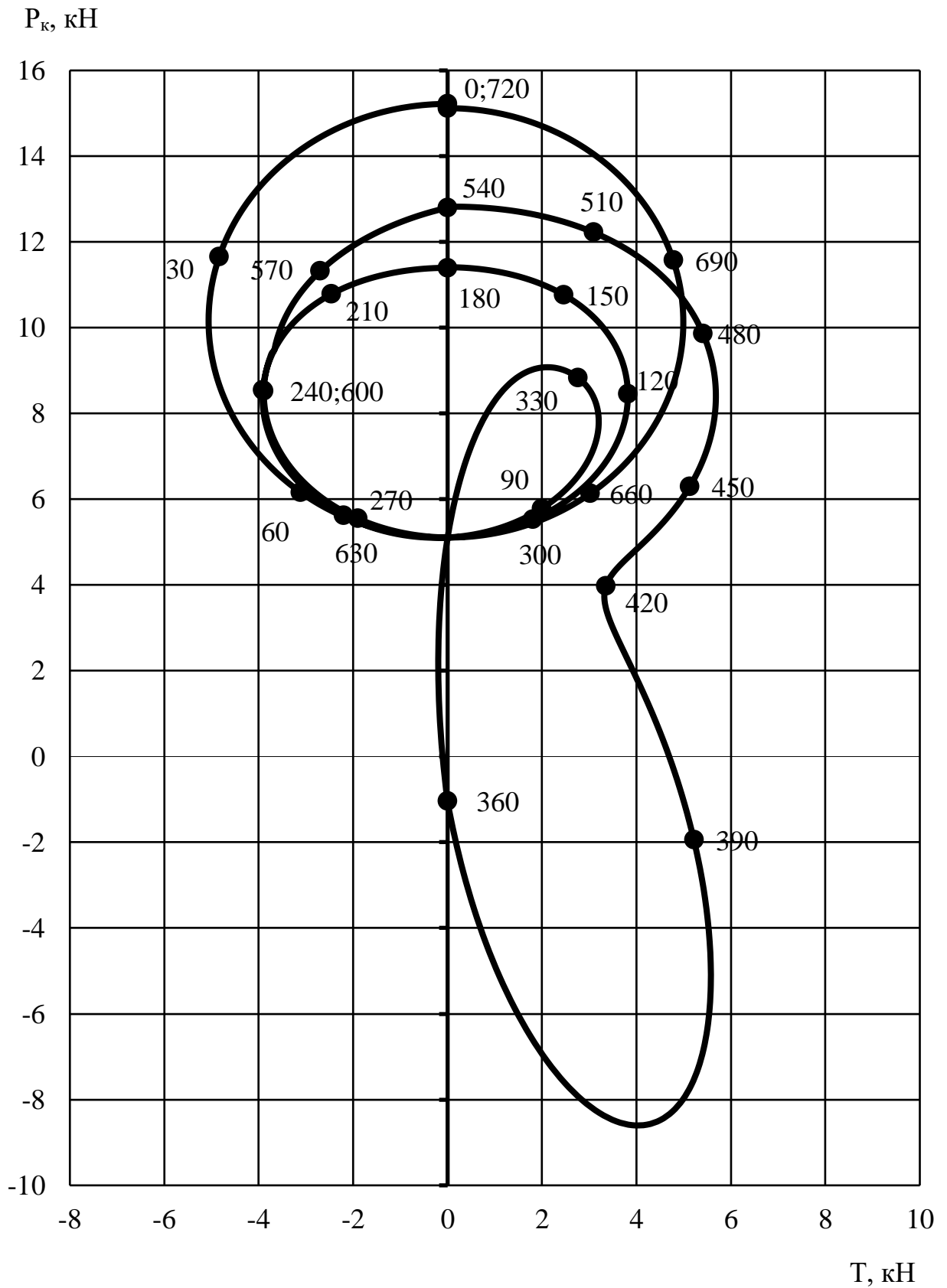


Рисунок 4.3 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

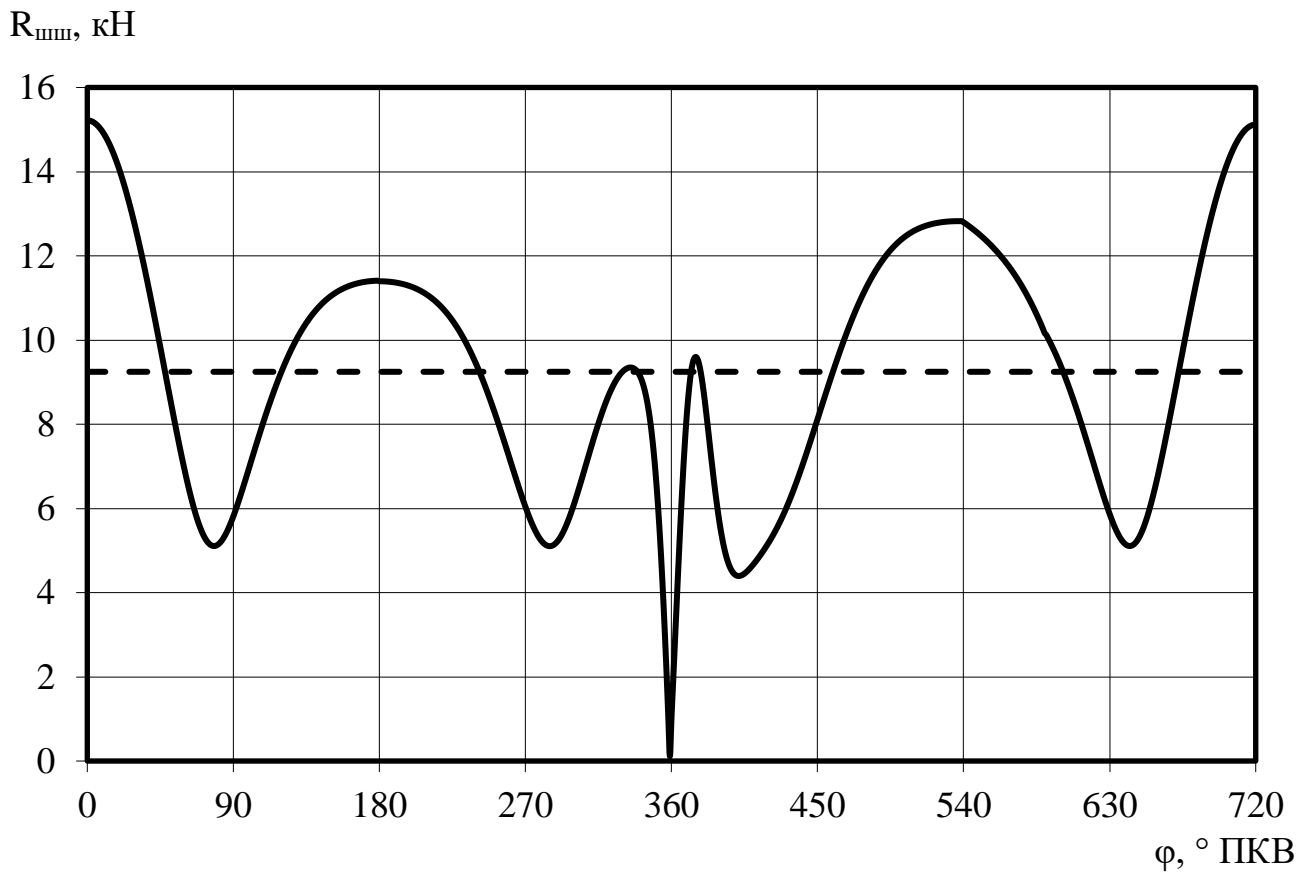


Рисунок 4.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

З розгорнутої діаграмі $R_{\text{шп}}$ (рисунок 4.4) визначаємо:

$$R_{\text{шп max}} = 15219,0 \text{ Н при } \varphi = 0^\circ \text{ ПКВ.};$$

$$R_{\text{шп ср}} = 9246,2 \text{ Н};$$

$$R_{\text{шп min}} = 113,0 \text{ Н при } \varphi = 359^\circ \text{ ПКВ.}$$

Для першої та другої шатунної шийки значення $R_{\text{шп}}$ аналогічні, проте зі зміщенням у часі відповідно до компоновання та порядку роботи циліндрів (у базового двигуна МТ-10-36 на величину $\varphi = 360^\circ$ ПКВ).

4.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу

Відповідно до модифікованої методики [9] (з урахуванням розроблених формул, викладених в розділі 2.2) знаходимо сили, діючі на 1-шу та 2-гу корінні шийки колінчастого валу двигуна МТ-10-36.

Всі розрахунки в розділі наводимо для кута повороту колінчастого валу (для 1-го циліндра) $\varphi = 200^\circ$ ПКВ. Всі інші значення сил, діючих на корінні шийки при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ, наведені в таблиці 4.3. За початок відліку ($\varphi = 0^\circ$ ПКВ) для 4-тактного двигуна МТ-10-36 беремо початок процесу впуску.

В розділі 4.4 знайдено величину сили R_k (див. табл. 4.2). Для 1-го циліндра $R_{k1} = R_k$. Для 2-го циліндра двигуна МТ-10-36 величина R_k зміщується, відповідно до порядку роботи циліндрів, на $\varphi = 360^\circ$ ПКВ, тобто:

$$R_{k2}(0^\circ \text{ ПКВ}) = R_k(360^\circ \text{ ПКВ}),$$

...

$$R_{k2}(359^\circ \text{ ПКВ}) = R_k(719^\circ \text{ ПКВ}),$$

$$R_{k2}(360^\circ \text{ ПКВ}) = R_k(0^\circ \text{ ПКВ}),$$

...

$$R_{k2}(720^\circ \text{ ПКВ}) = R_k(360^\circ \text{ ПКВ}).$$

За формулами 2.2–2.5 розраховуємо величини сил R'_{k1} і R'_{k2} :

– які діють на 1-шу корінну шийку:

$$R'_{k1(I)} = -R_{k1} \cdot l_1 / L = -18644,1 \cdot 0,05 / 0,16 = -5826,3 \text{ Н},$$

$$R'_{k2(I)} = -R_{k2} \cdot (l_1 + l_2) / L = -19495,2 \cdot (0,05 + 0,06) / 0,16 = -13403,0 \text{ Н};$$

– які діють на 2-гу корінну шийку:

$$R'_{k1(II)} = -R_{k1} \cdot (l_2 + l_3) / L = -18644,1 \cdot (0,06 + 0,05) / 0,16 = -12817,8 \text{ Н},$$

$$R'_{k2(II)} = -R_{k2} \cdot l_3 / L = -19495,2 \cdot 0,05 / 0,16 = -6092,3 \text{ Н}.$$

Результуюча сила $R_{кш}$, діюча на 1-шу і 2-гу корінну шийку:

$$R_{кш1} = R'_{к1(I)} - R'_{к2(I)} = -5826,3 - (-13403,0) = 7576,7 \text{ Н}, \quad (4.22)$$

$$R_{кш2} = R'_{к1(II)} - R'_{к2(II)} = -12817,8 - (-6092,3) = -6725,5 \text{ Н}. \quad (4.23)$$

На рисунку 4.5 показана діаграма навантаження на корінні шийки двигуна МТ-10-36 в базовому виконанні – з опозитним розташуванням циліндрів.

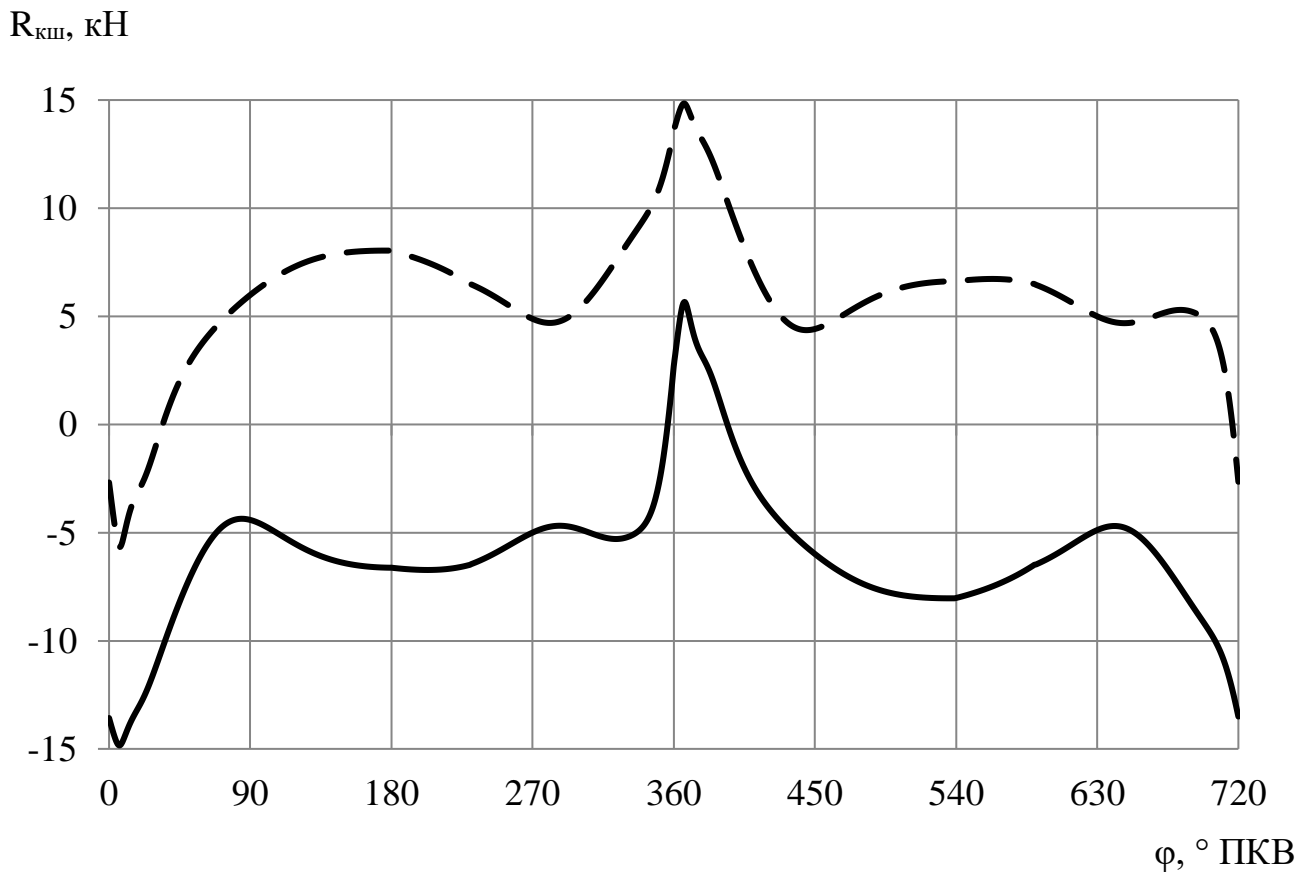


Рисунок 4.5 – Діаграма навантаження на 1-шу (— — — —) і 2-гу (————) корінні шийки в прямокутних координатах базового двигуна МТ-10-36 (зі спалахуванням паливоповітряної суміші через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ)

Таблиця 4.3 – Значення сил, діючих на корінні шийки двигуна базового двигуна МТ-10-36 при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

φ, ° ПКВ	I шатунна шийка	II шатунна шийка	I корінна шийка			II корінна шийка		
	R _{к1}	R _{к2}	R' _{к1(I)}	R' _{к2(I)}	R _{кш1}	R' _{к1(II)}	R' _{к2(II)}	R _{кш2}
0	22649,2	6394,2	-7077,9	-4396,0	-2681,85	-15571,3	-1998,2	-13573,1
20	21267,1	5454,3	-6646,0	-3749,8	-2896,14	-14621,1	-1704,5	-12916,7
40	17738,3	9760,1	-5543,2	-6710,1	1166,853	-12195,1	-3050,0	-9145,03
60	13946,1	11885,4	-4358,1	-8171,2	3813,093	-9587,9	-3714,2	-5873,73
80	12555,1	13517,6	-3923,5	-9293,4	5369,889	-8631,6	-4224,3	-4407,39
100	14092,5	15895,6	-4403,9	-10928,2	6524,322	-9688,6	-4967,4	-4721,23
120	16341,7	18115,1	-5106,8	-12454,1	7347,366	-11234,9	-5661,0	-5573,93
140	17904,5	19508,3	-5595,2	-13412,0	7816,808	-12309,4	-6096,4	-6213,01
160	18644,5	20119,1	-5826,4	-13831,9	8005,462	-12818,1	-6287,2	-6530,87
180	18826,9	20228,1	-5883,4	-13906,8	8023,401	-12943,5	-6321,3	-6622,2
200	18644,1	19495,2	-5826,3	-13403,0	7576,692	-12817,8	-6092,3	-6725,56
220	17943,4	18220,7	-5607,3	-12526,8	6919,466	-12336,1	-5694,0	-6642,07
240	16445,5	16424,5	-5139,2	-11291,9	6152,659	-11306,3	-5132,7	-6173,61
260	14258,3	14151,1	-4455,7	-9728,9	5273,16	-9802,6	-4422,2	-5380,39
280	12611,0	12562,8	-3940,9	-8637,0	4696,033	-8670,0	-3925,9	-4744,14
300	13360,1	13893,2	-4175,0	-9551,6	5376,553	-9185,1	-4341,6	-4843,46
320	15707,3	17653,1	-4908,5	-12136,5	7227,977	-10798,7	-5516,6	-5282,15
340	16539,3	21170,5	-5168,5	-14554,7	9386,199	-11370,8	-6615,8	-4754,97
360	6394,2	22649,2	-1998,2	-15571,3	13573,13	-4396,0	-7077,9	2681,849
380	5454,3	21267,1	-1704,5	-14621,1	12916,67	-3749,8	-6646,0	2896,143
400	9760,1	17738,3	-3050,0	-12195,1	9145,029	-6710,1	-5543,2	-1166,85
420	11885,4	13946,1	-3714,2	-9587,9	5873,726	-8171,2	-4358,1	-3813,09
440	13517,6	12555,1	-4224,3	-8631,6	4407,391	-9293,4	-3923,5	-5369,89
460	15895,6	14092,5	-4967,4	-9688,6	4721,235	-10928,2	-4403,9	-6524,32
480	18115,1	16341,7	-5661,0	-11234,9	5573,931	-12454,1	-5106,8	-7347,37
500	19508,3	17904,5	-6096,4	-12309,4	6213,011	-13412,0	-5595,2	-7816,81
520	20119,1	18644,5	-6287,2	-12818,1	6530,868	-13831,9	-5826,4	-8005,46
540	20228,1	18826,9	-6321,3	-12943,5	6622,201	-13906,8	-5883,4	-8023,4
560	19495,2	18644,1	-6092,3	-12817,8	6725,558	-13403,0	-5826,3	-7576,69
580	18220,7	17943,4	-5694,0	-12336,1	6642,071	-12526,8	-5607,3	-6919,47
600	16424,5	16445,5	-5132,7	-11306,3	6173,608	-11291,9	-5139,2	-6152,66
620	14151,1	14258,3	-4422,2	-9802,6	5380,39	-9728,9	-4455,7	-5273,16
640	12562,8	12611,0	-3925,9	-8670,0	4744,141	-8637,0	-3940,9	-4696,03
660	13893,2	13360,1	-4341,6	-9185,1	4843,464	-9551,6	-4175,0	-5376,55
680	17653,1	15707,3	-5516,6	-10798,7	5282,147	-12136,5	-4908,5	-7227,98
700	21170,5	16539,3	-6615,8	-11370,8	4754,97	-14554,7	-5168,5	-9386,2
720	22549,9	6394,2	-7046,8	-4396,0	-2650,82	-15503,1	-1998,2	-13504,9

На рисунку 4.6 показана діаграма навантаження на корінні шийки двигуна МТ-10-36 з опозитним розташуванням циліндрів і одночасним спалахуванням паливоповітряної суміші (ППС).

$R_{кш}$, кН

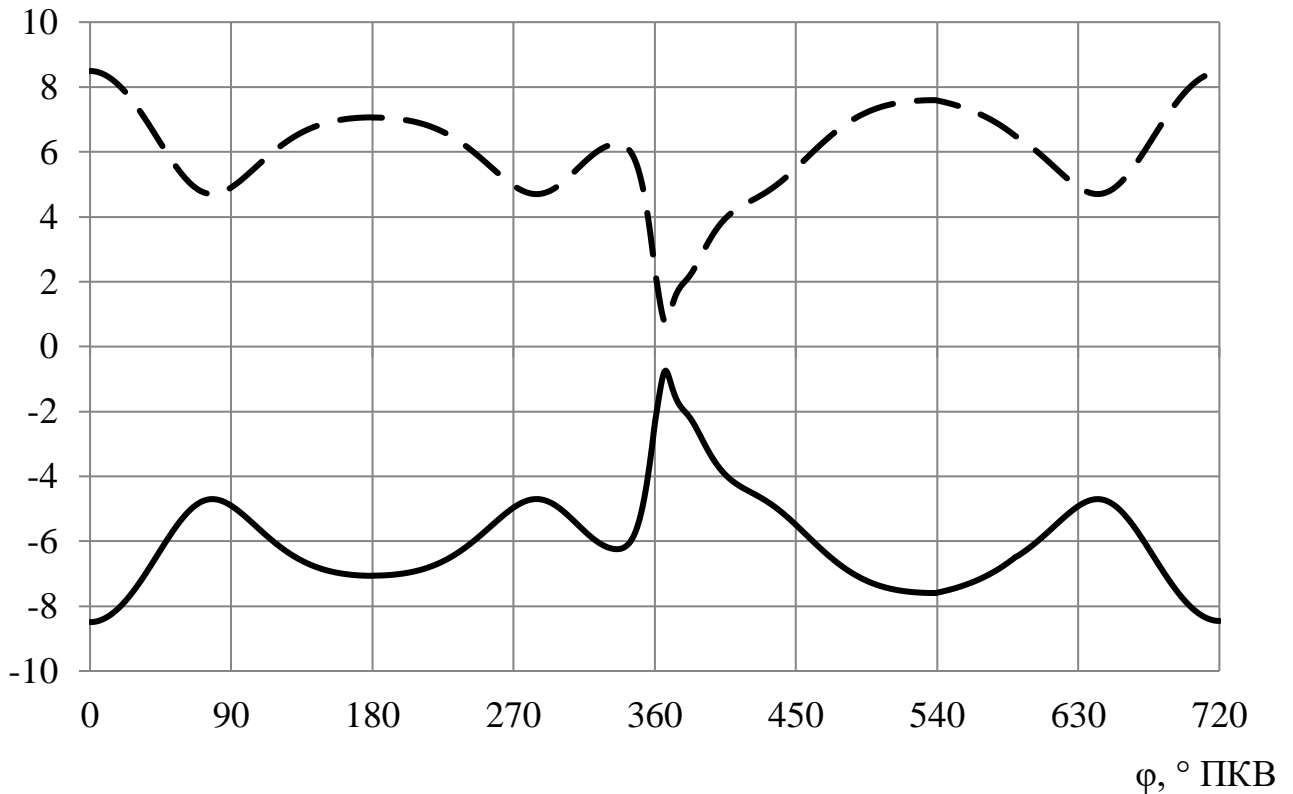


Рисунок 4.6 – Діаграма навантаження на 1-шу (— — — —) і 2-гу (————) корінні шийки в прямокутних координатах двигуна МТ-10-36 ($\gamma_k = 180^\circ$) з одночасним спалахуванням паливоповітряної суміші

На рисунку 4.7 показана діаграма навантаження на корінні шийки двигуна МТ-10-36 з опозитним розташуванням циліндрів і кутом між кривошипами $\gamma_k = 210^\circ$, на рисунку 4.8 – кутом між кривошипами $\gamma_k = 240^\circ$, на рисунку 4.9 – кутом між кривошипами $\gamma_k = 270^\circ$,

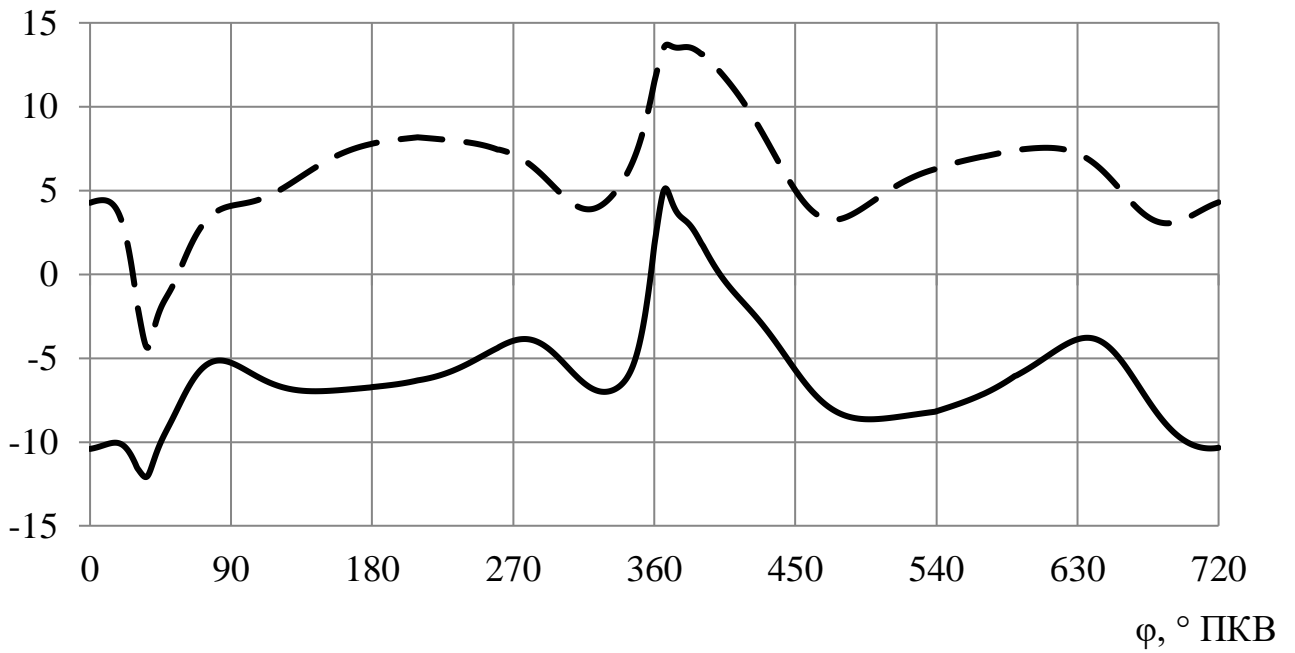
$R_{\text{кш}}, \text{кН}$ 

Рисунок 4.7 – Діаграма навантаження на 1-шу (— — — —)

і 2-гу (—————) корінні шийки в прямокутних координатах двигуна МТ-10-36 з кутом між кривошипами $\gamma_k = 210^\circ$

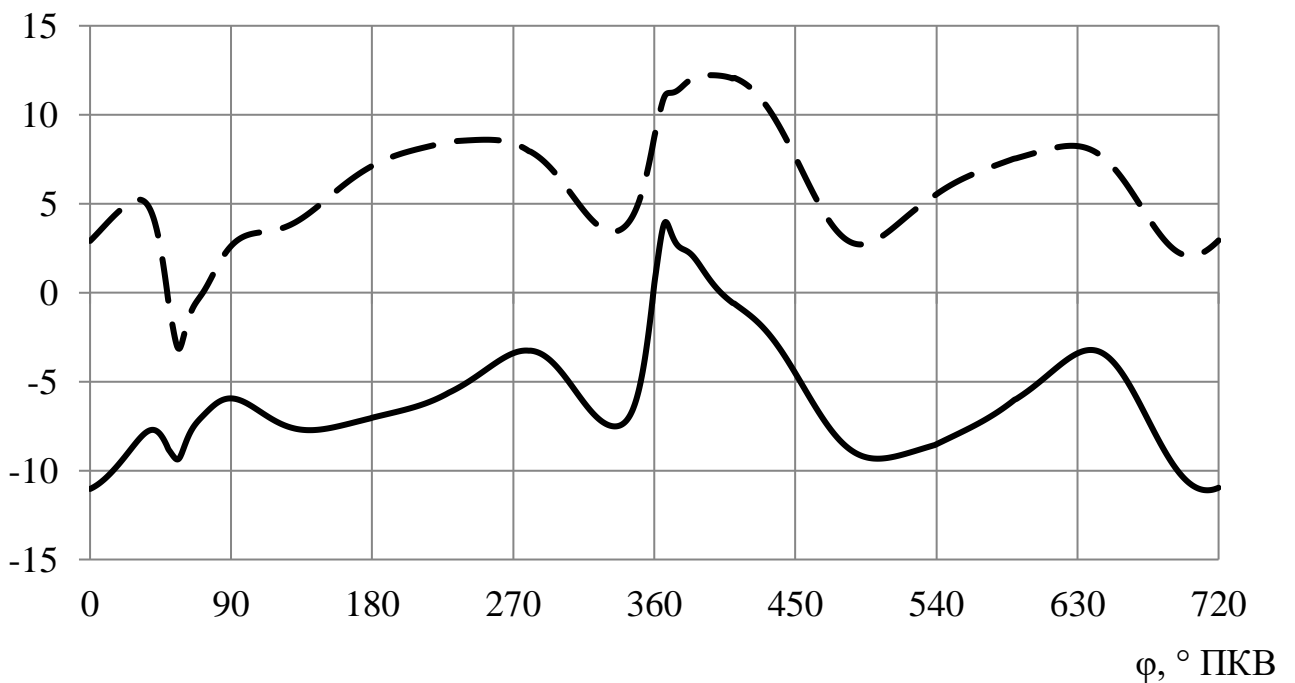
 $R_{\text{кш}}, \text{кН}$ 

Рисунок 4.8 – Діаграма навантаження на 1-шу (— — — —)

і 2-гу (—————) корінні шийки в прямокутних координатах двигуна МТ-10-36 з кутом між кривошипами $\gamma_k = 240^\circ$

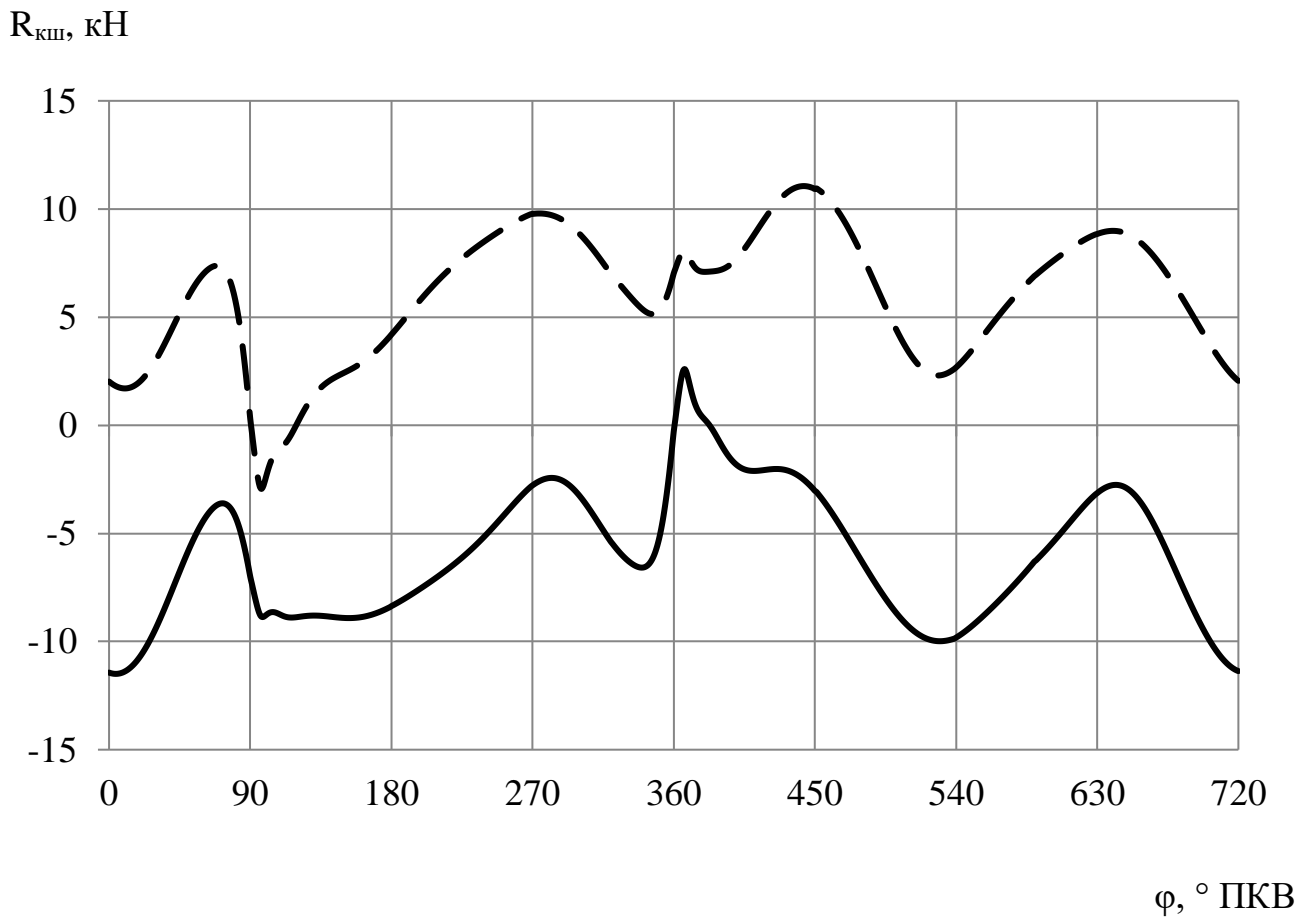


Рисунок 4.9 – Діаграма навантаження на 1-шу (— — — —) і 2-гу (—————) корінні шийки в прямокутних координатах двигуна МТ-10-36 з кутом між кривошипами $\gamma_k = 270^\circ$

З розгорнутих діаграм $R_{кш}$ (рисунки 4.5–4.9) визначаємо максимальні $R_{кш1(2) \max}$, середні $R_{кш1(2) \text{ ср}}$ та мінімальні $R_{кш1(2) \min}$ значення: сил, що діють на 1-шу та на 2-гу корінні шийки. Ці величини заносимо до таблиці 4.4.

В таблиці 4.4 жирним шрифтом виділені найбільші (в абсолютному значенні) величини сил, що діють на корінні шийки, по кожному типу двигуна.

Базовий двигун МТ-10-36, згідно до розрахунків, найбільш врівноважений, і це підтверджується даними з літературних джерел (див. [6, 7, 15]), проте навантаження на корінні шийки в нього найбільше і складає $|R_{кш1 \max}| = |R_{кш2 \max}| = 14,8 \text{ кН}$.

Таблиця 4.4 – Екстремуми та середні значення сил, що діють на 1-шу та на 2-гу корінні шийки, Н

Кут між шатунними шийками	$R_{кш1 \max}$	$R_{кш1 \min}$	$R_{кш1 \text{ ср}}$	$R_{кш2 \max}$	$R_{кш2 \min}$	$R_{кш2 \text{ ср}}$
$\gamma_k = 180^\circ$, зі спалахуванням ППС через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ	14833,8	-5665,0	5979,3	5665,0	-14833,8	-5979,3
$\gamma_k = 180^\circ$, з одночасним спалахуванням ППС ($\varphi = 0^\circ$)	8493,5	740,9	5979,3	-740,9	-8493,5	-5979,3
$\gamma_k = 210^\circ$	13697,3	-4374,6	5979,3	5125,4	-12088,0	-5979,3
$\gamma_k = 240^\circ$	12222,6	-3149,2	5979,3	3967,2	-11108,1	-5979,3
$\gamma_k = 270^\circ$	11494,1	-2597,6	5979,3	2941,7	-10991,5	-5979,3

У двигуна із одночасним спалахуванням в обох циліндрах має місце найменше навантаження на корінні шийки. Це пояснюється тим, що у опозитного двигуна при одночасному робочому ході двох поршнів всі сили діють майже «віддзеркалено». Але такий двигун є найбільш неврівноваженим (див. [6, 7, 15]).

У двигунів зі зміщенням кривошипа на $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$ і $\gamma_k = 270^\circ$ по мірі зростання величини зміщення кривошипа збільшується неврівноваженість двигуна (у порівнянні з базовим двигуном МТ-10-36), але одночасно зменшується максимальне значення сил на корінні шийки – на 7,66 %, 17,60 % і 22,51 % відповідно. Тобто, збільшення величини γ_k у двигуна, як очікується, може підвищити його надійність.

4.6 Моменти, діючі на корінні та шатунні шийки колінчастого валу

Для розрахунків навантажень, що діють на корінні та шатунні шийки колінчастого валу двигуна, треба знати не тільки сили, а також і набігаючі моменти. Користуючись положеннями та рекомендаціями [9], для неповноопорного колінчастого валу приймаємо, що на 1-шу корінну шийку діє момент

$$M_{кш 1} = 0. \quad (4.24)$$

На 2-гу корінну шийку діють моменти від 1-го та 2-го циліндрів:

$$M_{кш 2} = M_{кр 1} + M_{кр 2}, \quad (4.25)$$

При розрахунку $M_{кш 2}$ треба обов'язково враховувати порядок роботи циліндрів та зміщення кривошипів.

На 1-шу і 2-гу шатунні шийки діють набігаючі моменти

$$M_{шш 1} = 0,5 \cdot (M_{кр 1} + M_{кр 2}), \quad (4.26)$$

$$M_{шш 2} = M_{кш 2} + 0,5 \cdot (M_{кр 1} + M_{кр 2}). \quad (4.27)$$

З врахуванням (4.24–4.27) можна знайти моменти на корінних та шатунних шийках для двигунів з різними кутами між шатунними шийками γ_k (див. таблицю 4.5 та таблиці А.1–А4 додатку А). За даними з таблиць будуюмо криві моментів (рисунки 4.10–4.14), і знаходимо максимальні та мінімальні значення $M_{кш}$ і $M_{шш}$ (таблиця 4.6).

Таблиця 4.5 – Набігаючі моменти, що діють на шийки двигуна МТ-10-36 базової конструкції ($\gamma_k = 180^\circ$, зі спалахуванням ППС через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ), Н·м

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$M_{кр1}$	$M_{кр2}$	$M_{кш 1}$	$M_{кш 2}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 2}$
0	0	0	0	0	0	0
20	-129,52	184,29	0	54,77	27,39	82,16
40	-170,98	142,23	0	-28,75	-14,38	-43,13
60	-105,92	113,96	0	8,04	4,02	12,06
80	9,34	151,6	0	160,94	80,47	241,41
100	100,21	189,43	0	289,64	144,82	434,46
120	129,76	183,92	0	313,68	156,84	470,52
140	106,65	137,22	0	243,87	121,94	365,81
160	57,12	70,78	0	127,9	63,95	191,85
180	0	0	0	0	0	0
200	-57,13	-65	0	-122,1	-61,07	-183,20
220	-107,39	-112,7	0	-220,1	-110,05	-330,15
240	-133,00	-132,4	0	-265,4	-132,68	-398,03
260	-109,17	-103,4	0	-212,6	-106,29	-318,86
280	-29,31	-12,8	0	-42,11	-21,06	-63,17
300	67,56	102,66	0	170,22	85,11	255,33
320	108,60	168,43	0	277,03	138,52	415,55
340	60,33	128,12	0	188,45	94,23	282,68
360	0	0	0	0	0	0
380	184,29	-129,5	0	54,77	27,39	82,16
400	142,23	-171	0	-28,75	-14,38	-43,13
420	113,96	-105,9	0	8,04	4,02	12,06
440	151,60	9,34	0	160,94	80,47	241,41
460	189,43	100,21	0	289,64	144,82	434,46
480	183,92	129,76	0	313,68	156,84	470,52
500	137,22	106,65	0	243,87	121,94	365,81
520	70,78	57,12	0	127,9	63,95	191,85
540	0	0	0	0	0	0
560	-65,00	-57,13	0	-122,1	-61,07	-183,20
580	-112,71	-107,4	0	-220,1	-110,05	-330,15
600	-132,35	-133	0	-265,4	-132,68	-398,03
620	-103,40	-109,2	0	-212,6	-106,29	-318,86
640	-12,80	-29,31	0	-42,11	-21,06	-63,17
660	102,66	67,56	0	170,22	85,11	255,33
680	168,43	108,6	0	277,03	138,52	415,55
700	128,12	60,33	0	188,45	94,23	282,68
720	0	0	0	0	0	0

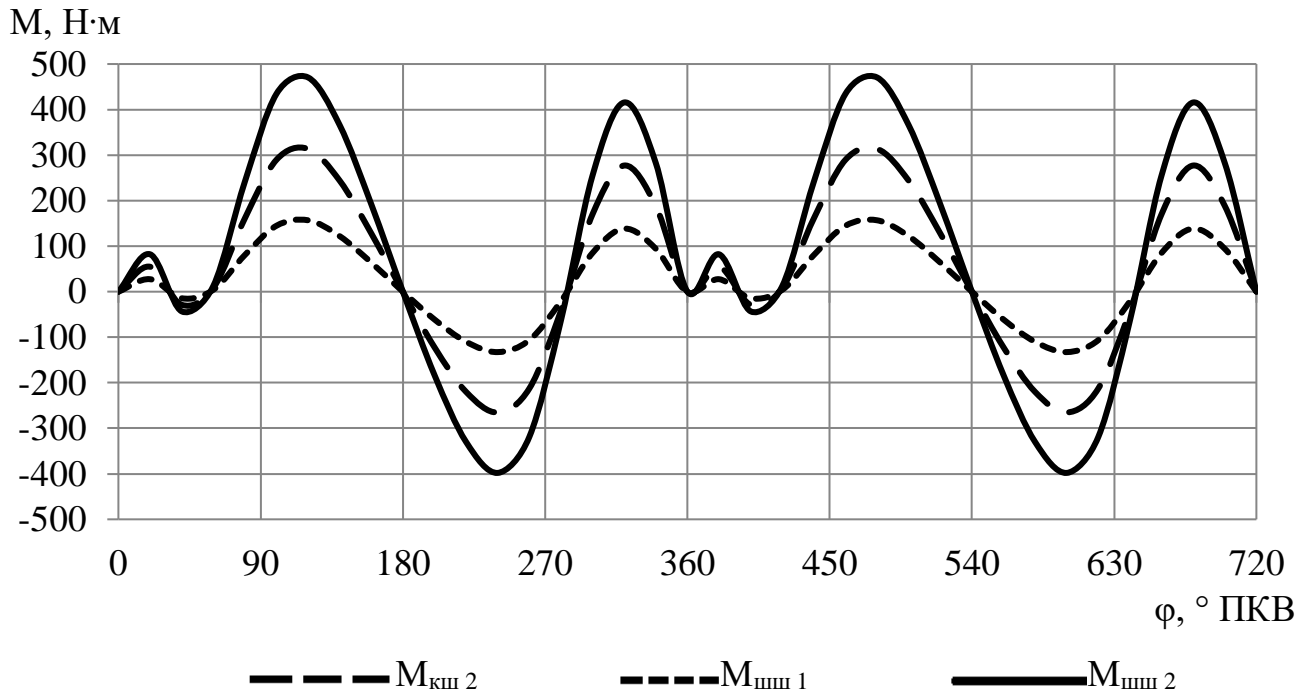


Рисунок 4.10 – Криві набігаючих моментів, які скручують шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна МТ-10-36 базової конструкції ($\gamma_{\text{к}} = 180^\circ$, зі спалахуванням ППС через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ)

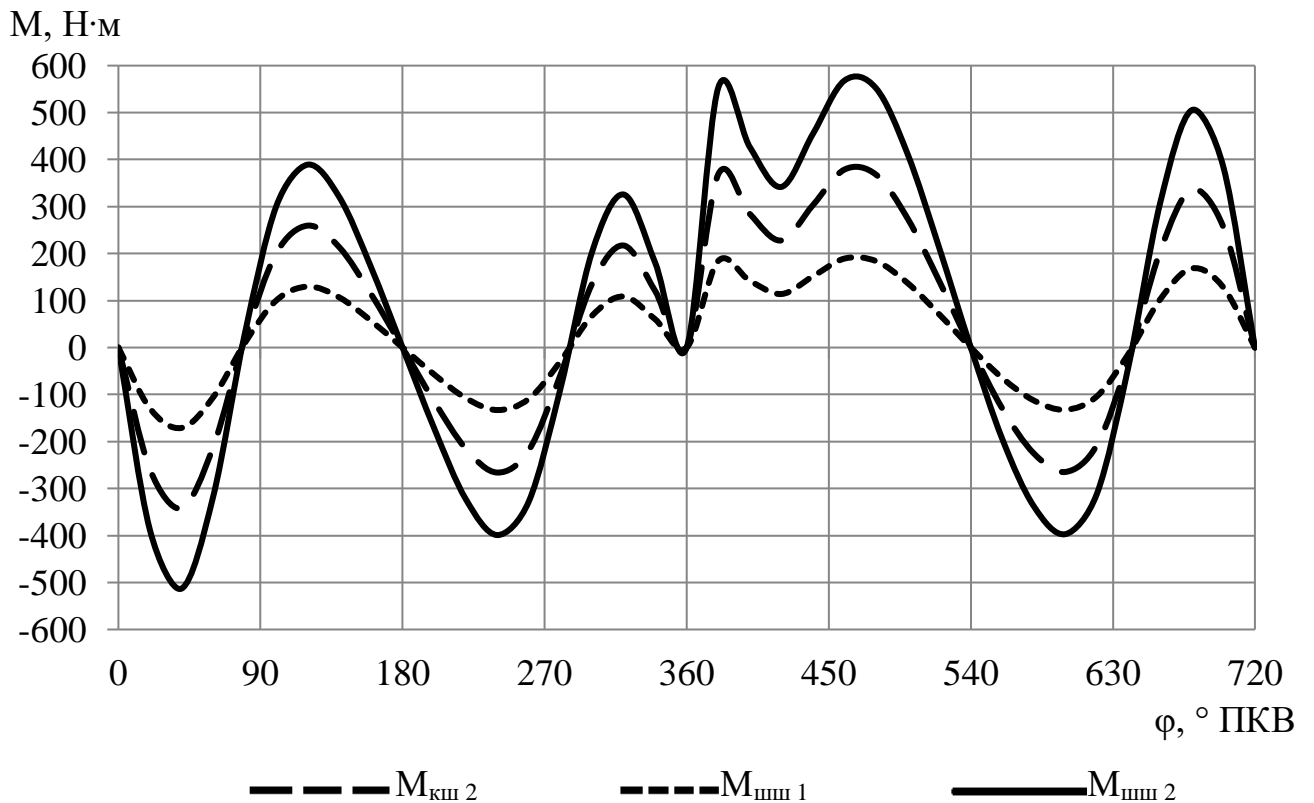


Рисунок 4.11 – Криві набігаючих моментів, які скручують шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна з $\gamma_{\text{к}} = 180^\circ$, з одночасним спалахуванням ППС ($\varphi = 0^\circ$)

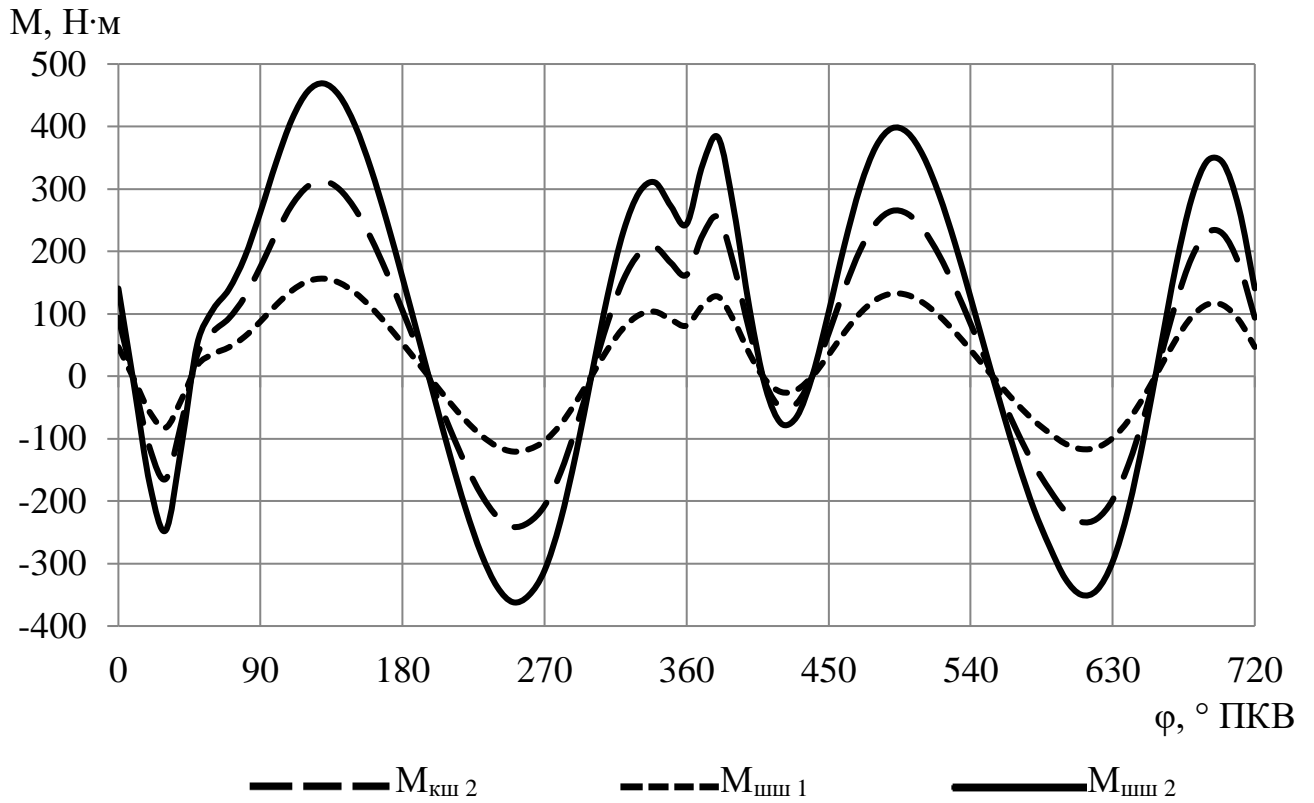


Рисунок 4.12 – Криві набігаючих моментів, які скручують шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна з $\gamma_k = 210^{\circ}$

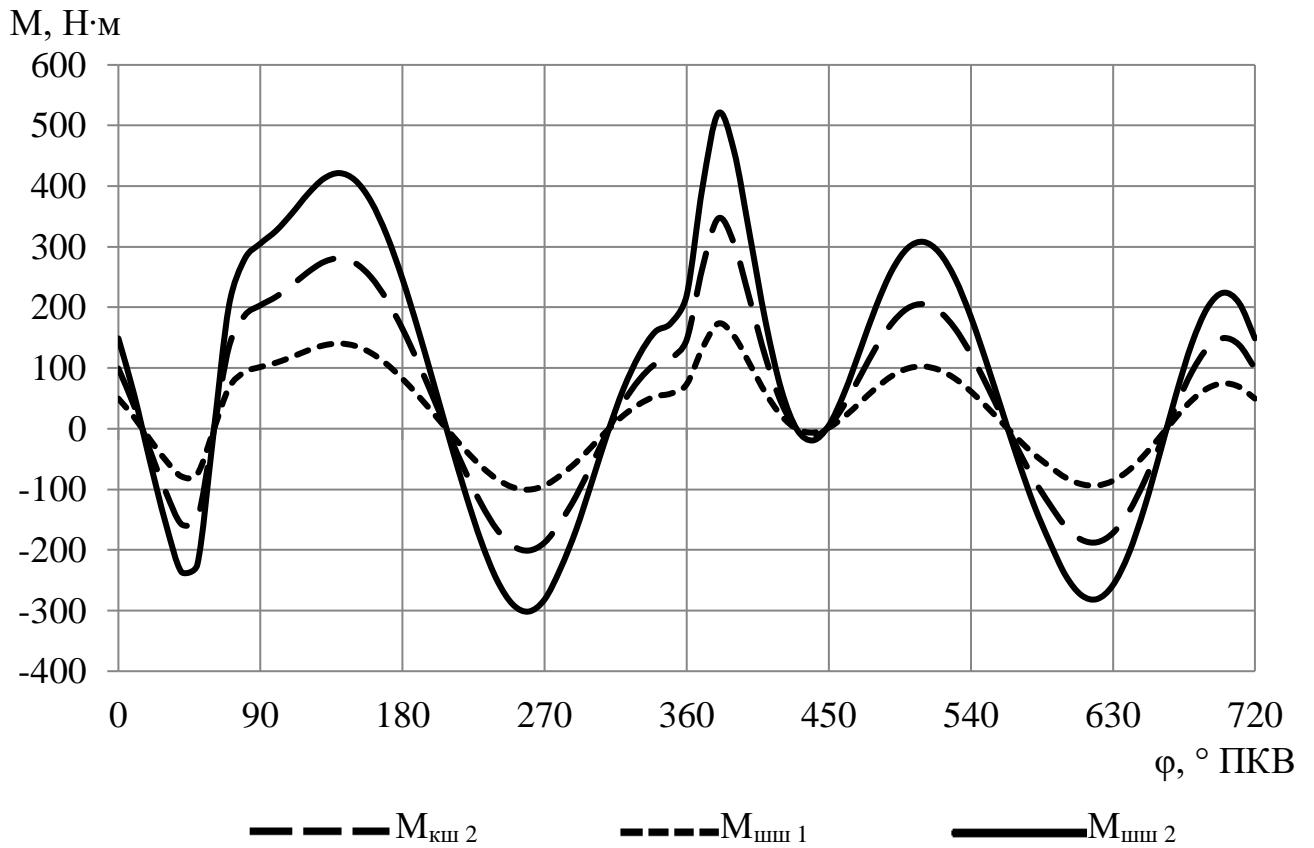


Рисунок 4.13 – Криві набігаючих моментів, які скручують шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна з $\gamma_k = 240^{\circ}$

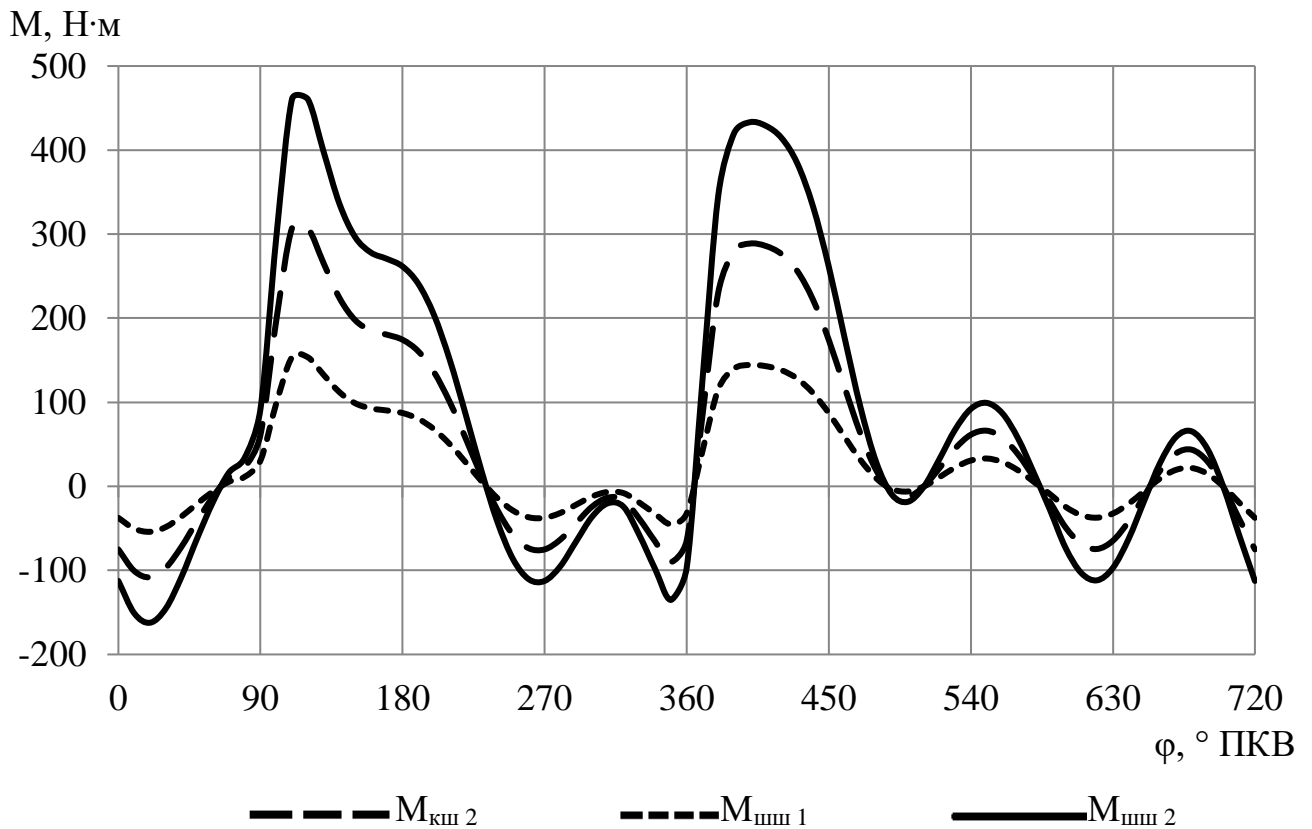


Рисунок 4.14 – Криві набігаючих моментів, які скручують шатунні та корінні шийки колінчастого валу двигуна з $\gamma_k = 270^\circ$

З отриманих результатів (див. рис. 4.10–4.14 та табл. 4.6) видно, що максимальні та мінімальні значення набігаючих моментів на корінні $M_{\text{кш}}$ та шатунні шийки $M_{\text{шш}}$ двигуна МТ-10-36 при зміні кута між шатунними шийками колінчастого валу:

- у базового двигуна з $\gamma_k = 180^\circ$, зі спалахуванням ППС через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ, не є оптимальними;
- найбільші у двигуна з $\gamma_k = 180^\circ$, з одночасним спалахуванням ППС.

Таблиця 4.6 – Екстремуми набігаючих моментів, що діють на шатунні та корінні шийки, Н·м

Кут між ШШ	$M_{кш 1}$	$M_{кш 2}$	$M_{кш 2}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 2}$	$M_{шш 2}$
		max	min	max	min	max	min
$\gamma_k = 180^\circ$, зі спалахуванням ППС через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ	0	313,68	-265,35	156,84	-132,68	470,52	-398,03
$\gamma_k = 180^\circ$, з одночасним спалахуванням ППС ($\varphi = 0^\circ$)	0	378,86	-341,96	189,43	-170,98	568,29	-512,94
$\gamma_k = 210^\circ$	0	312,60	-233,97	156,30	-120,61	468,90	-361,82
$\gamma_k = 240^\circ$	0	346,77	-201,03	173,39	-100,51	520,16	-301,54
$\gamma_k = 270^\circ$	0	307,21	-108,18	153,61	-54,09	460,82	-162,26

4.7 Висновки до розділу

Виконано динамічний розрахунок 2-циліндрового опозитного двигуна МТ-10-36 на номінальному режимі.

Розраховано основні сил та обертальний момент. Виконано приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму. Розраховано сили інерції обертальних мас, сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу.

Розраховано сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу, для двигунів з різним кутом між шатунними шийками γ_k (всього 5 варіантів), визначено найбільше та найменше навантажені. У всіх варіантів двигуна середні значення сил на корінні шийки однакові, проте максимальні значення

відрізняються, і суттєво (до 74,6 %). У всіх варіантів двигуна більша величина максимальної сили діє на 1-шу, ніж на 2-гу корінну шийку.

Розраховано набігаючі моменти на всі корінні та шатунні шийки колінчастого валу, для двигунів з різним кутом між шатунними шийками γ_k (всього 5 варіантів), визначено найбільше та найменше навантажені.

1-ша корінна шийка не навантажена крутним моментом. Із двох шатунних шийок більше навантажена 2-га (за рахунок додаткового набігаючого моменту $M_{кш 2}$).

Отримані результати не дозволяють однозначно встановити оптимальну величину кута зміщення кривошипів γ_k , при якому має місце зменшення навантаження на колінчастий вал двигуна. Попередньо можна стверджувати, що двигуни з $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$, $\gamma_k = 270^\circ$ можуть мати покращені показники надійності (у порівнянні з базовим двигуном).

Необхідно виконати розрахунок на міцність колінчастого валу та дослідити вплив величин $R_{кш}$, $M_{кш}$, $M_{шш}$, на запас міцності елементів колінчастого валу.

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ БАЗОВОГО ДВИГУНА МТ-10-36

Задаємось розмірами і властивостями матеріалу, і тоді визначаємо запас міцності корінної шийки, шатунної шийки, щоки колінчастого валу двигуна МТ-10-36 базової конструкції, що працює на номінальному режимі. Розрахунки виконуємо відповідно до методики та рекомендацій [9].

Розрахункова схема колінчастого валу: розрізна 2-опорна балка з двома асиметрично розташованими прольотами між опорами (рис. 5.1). При розрахунку колінчастого валу приймається, що:

- кривошип на опорах лежить вільно;
- весь прольот між опорами представляє собою абсолютно жорстку балку.

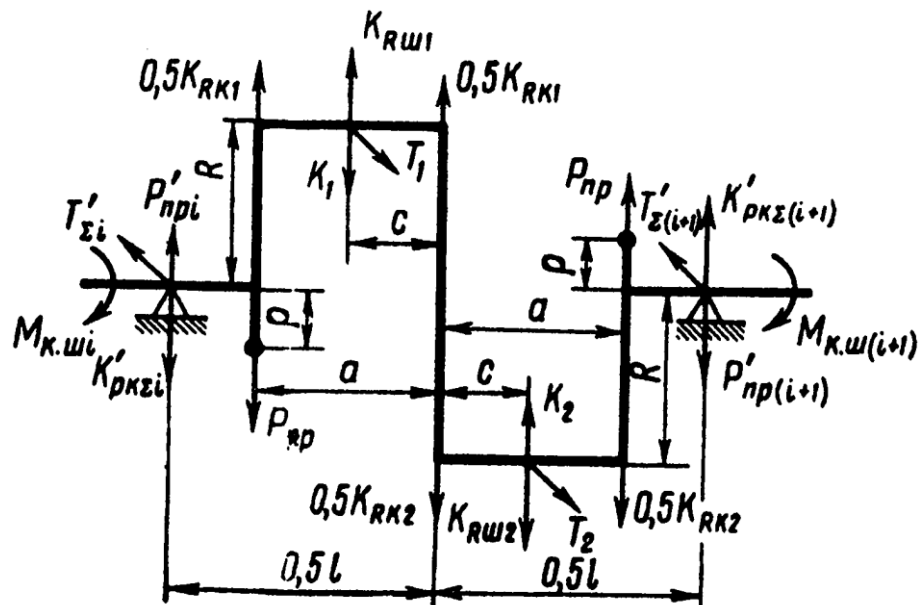


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема колінчастого валу [9]

Розрахунок проводимо для 2-ї корінної та 2-ї шатунної шийок. Запас міцності основних елементів колінчастого валу (корінної та шатунної шийок, щоки) має бути не менше значень, наведених в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Запаси міцності елементів колінчастого вала (мінімально необхідні) [9]

Двигун	Корінна шийка	Шатунна шийка	Щока
Карбюраторний	3,0...5,0	2,0 ... 3,0	

5.1 Початкові дані для розрахунку

5.1.1 Розміри основних елементів колінчастого валу, властивості матеріалу

Розміри елементів колінчастого валу для розрахунку на міцність його елементів встановлені у відповідності до прототипу – двигуна МТ-10-36:

– довжина прольоту (відстань між серединами корінних шийок)
 $\ell = 0,156$ м.

– шатунна шийка: діаметр $d_{\text{шш}} = 0,048$ м, довжина $\ell_{\text{шш}} = 0,039$ м, радіус галтелі $r_{\text{гал}} = 0,002$ м;

– корінна шийка: діаметр $d_{\text{кш}} = 0,045$ м, довжина $\ell_{\text{кш}} = 0,02$ м, радіус галтелі $r_{\text{гал}} = 0,002$ м;

– ширина щоки $b = 0,07$ м;

– товщина щоки $h = 0,018$ м.

Матеріал колінчастого валу – високоміцний чавун ВЧ-50, його характеристика: границя міцності $\sigma_{\text{в}} = 500$ МПа, текучості $\sigma_{\text{т}} = 380$ МПа, $\sigma_{\text{ви}} = 900$ МПа [9].

Для оцінки границь втоми при перемінних навантаженнях для чавунів використовують емпіричні залежності [9]:

– границя втоми при згинанні $\sigma_{-1} = (0,3...0,5) \cdot \sigma_{\text{в}} = (0,3...0,5) \cdot 500 = 150...250$ МПа. Приймаємо $\sigma_{-1} = 200$ МПа;

– границя втоми при розтягуванні-стисненні $\sigma_{-1\text{р}} = (0,6...0,7) \cdot \sigma_{-1} =$

$= (0,6...0,7) \cdot 200 = 120...140$ МПа. Приймаємо $\sigma_{-1p} = 130$ МПа;

– границя втоми при крученні $\tau_{-1} = (0,7...0,9) \cdot \sigma_{-1} = (0,7...0,9) \cdot 200 = 140...180$ МПа. Приймаємо $\tau_{-1} = 170$ МПа;

– границя текучості при крученні $\tau_T = (0,2...0,6) \cdot \sigma_B = (0,2...0,6) \cdot 500 = 100...300$ МПа. Приймаємо $\tau_T = 220$ МПа.

5.1.2 Питомий тиск на шийки

Робоча ширина шатунного і корінного підшипників, м

$$l'_{ш.ш} = l_{ш.ш} - 2 \cdot r_{гал} = 0,039 - 2 \cdot 0,002 = 0,035 \text{ м}, \quad (5.1)$$

$$l'_{к.ш} = l_{к.ш} - 2 \cdot r_{гал} = 0,020 - 2 \cdot 0,002 = 0,016 \text{ м}. \quad (5.2)$$

Питомий тиск на шийки, середнє і максимальне значення:

– на шатунну шийку

$$K_{ш.ш \text{ ср}} = \frac{R_{ш.ш \text{ ср}}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}} = \frac{9246,2}{0,048 \cdot 0,035} = 5,504 \text{ МПа}, \quad (5.3)$$

$$K_{ш.ш \text{ max}} = \frac{R_{ш.ш \text{ max}}}{d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш}} = \frac{15219}{0,048 \cdot 0,035} = 9,059 \text{ МПа}; \quad (5.4)$$

– на корінну шийку з противагами

$$K_{к.ш \text{ ср}} = \frac{R_{к.ш \text{ ср}}^{\text{пр}}}{d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}} = \frac{-5979,3}{0,045 \cdot 0,016} = -8,305 \text{ МПа}, \quad (5.5)$$

$$K_{к.ш \text{ max}} = \frac{R_{к.ш \text{ max}}^{\text{пр}}}{d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}} = \frac{5665}{0,045 \cdot 0,016} = 7,868 \text{ МПа}. \quad (5.6)$$

Для нормальної роботи підшипників значення максимальних та середніх питомих тисків на поверхні шийок колінчастого валу бензинового ДВЗ не повинні перевищувати:

$$[K_{ш \max}] = 7 \dots 20 \text{ МПа [9]} - \text{вимога виконується};$$

$$[K_{ш \text{ ср}}] = 4 \dots 12 \text{ МПа [9]} - \text{вимога виконується}.$$

Тут і далі знак «мінус» вказує на напрям дії навантаження.

5.2 Розрахунок шийок

5.2.1 Скручуючі та згинаючі моменти

Момент, який згинає шатунну шийку (без врахування впливу противаг)

$$M_{\varphi_M \min} = -\frac{R_{k \varphi_M \min}}{2} \cdot \frac{\ell}{2} = -\frac{5979,3}{2} \cdot \frac{0,156}{2} = 233,2 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5.7)$$

$$M_{\varphi_M \max} = -\frac{R_{k \varphi_M \max}}{2} \cdot \frac{\ell}{2} = -\frac{5665}{2} \cdot \frac{0,156}{2} = -220,9 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (5.8)$$

У краю масляного отвору має місце розтягування, тому величина $M_{\varphi_M} < 0$.

5.2.2 Корінна шийка

Розраховуємо на міцність 2-гу корінну шийку.

Колінчастий вал двигуна МТ-10-36 має масляний отвір, тому внутрішній

діаметр корінної шийки $\delta_{к.ш} = 0,006$ м.

Момент опору крученню корінної шийки

$$W_{\tau_{к.ш}} = \frac{\pi}{16} d_{к.ш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{к.ш}}{d_{к.ш}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} 0,05^3 \left[1 - \left(\frac{0,006}{0,045} \right)^4 \right] = 1,788 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3. \quad (5.9)$$

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $\alpha_{к\sigma}$, коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень q , масштабний коефіцієнт ε_m і коефіцієнт поверхневої чутливості $\varepsilon_{п}$ визначаємо за рекомендаціями [9]: $\alpha_{к\sigma} = 2,0$; $q = 0,4$, $\varepsilon_{m\sigma} = \varepsilon_{m\tau} = 0,75$, $\varepsilon_{п\sigma} = \varepsilon_{п\tau} = 1,0$.

Ефективний (дійсний) коефіцієнт концентрації напружень

$$k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{к\sigma} - 1) = 1 + 0,4 \cdot (2,0 - 1) = 1,4; \quad (5.10)$$

$$k_{\tau} = (0,4 \dots 0,6) \cdot k_{\sigma}; \quad (5.11)$$

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot 1,4 = 0,84.$$

Для чавуна ВЧ50 коефіцієнт приведення асиметричного циклу до рівно небезпечного симетричного при нормальних і дотичних напруженнях і відношення границі втоми при згинанні або крученні до границі текучості [9]: $\alpha_{\sigma} = 0,14$; $\alpha_{\tau} = 0,04$;

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{200}{380} = 0,526; \quad (5.12)$$

$$\beta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{170}{220} = 0,773. \quad (5.13)$$

Дотичні напруження знакоперемінного циклу:

– максимальне і мінімальне

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.ш max}}}{W_{\tau \text{ к.ш}}} = \frac{313,68 \cdot 10^{-6}}{1,788 \cdot 10^{-5}} = 17,546 \text{ МПа}, \quad (5.14)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.ш min}}}{W_{\tau \text{ к.ш}}} = \frac{-265,35 \cdot 10^{-6}}{1,788 \cdot 10^{-5}} = -14,843 \text{ МПа}; \quad (5.15)$$

– середнє, амплітуда і амплітуда з врахуванням концентратора напружень, розмірів і якості поверхні

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{17,546 + (-14,843)}{2} = 1,352 \text{ МПа}, \quad (5.16)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{17,546 - (-14,843)}{2} = 16,194 \text{ МПа}, \quad (5.17)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} = 16,194 \frac{0,84}{0,75 \cdot 1} = 18,138 \text{ МПа}. \quad (5.18)$$

Запас міцності корінної шийки визначено з врахуванням перемінного характеру діючих навантажень.

$$\text{Так як } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{18,138}{1,352} = 13,418 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0,773 - 0,04}{1 - 0,773} = 3,224 \text{ – запас}$$

міцності корінної шийки визначається за границею втоми

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{18,138 + 0,04 \cdot 1,352} = 9,345. \quad (5.19)$$

Матеріал і розміри корінної шийки колінчастого валу двигуна МТ-10-36 відповідають вимогам міцності на кручення (див. табл. 5.1) з надлишковим запасом міцності $n_{\tau} = 9,345$.

5.2.3 Шатунна шийка

Шатунна шийка двигуна МТ-10-36 з отвором під масло, максимальний внутрішній діаметр $\delta_{ш.ш} = 33$ мм.

Момент опору шатунної шийки дотичним напруженням при крученні і нормальним напруженням при згині:

$$W_{\tau_{ш.ш}} = \frac{\pi}{16} d_{ш.ш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{ш.ш}}{d_{ш.ш}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} 0,05^3 \left[1 - \left(\frac{0,033}{0,048} \right)^4 \right] = 1,685 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3, \quad (5.20)$$

$$W_{\sigma_{ш.ш}} = 0,5 W_{\tau_{ш.ш}} = 0,5 \cdot (1,685 \cdot 10^{-5}) = 8,427 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (5.21)$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень і коефіцієнт поверхневої чутливості $k_{\tau} = 0,95$, $\varepsilon_{п\tau} = 0,72$ – такі ж, як для корінної шийки, масштабний коефіцієнт для шатунної шийки $\varepsilon_{м\tau} = 0,75$.

Дотичні напруження знакоперемінного циклу:

– максимальне і мінімальне

$$\tau_{\max} = \frac{M_{ш.ш \max}}{W_{\tau_{ш.ш}}} = \frac{470,52 \cdot 10^{-6}}{1,685 \cdot 10^{-5}} = 27,916 \text{ МПа}, \quad (5.22)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{ш.ш \min}}{W_{\tau_{ш.ш}}} = \frac{-398,03 \cdot 10^{-6}}{1,685 \cdot 10^{-5}} = -23,615 \text{ МПа}. \quad (5.23)$$

– середнє, амплітуда і амплітуда з врахуванням концентратора напружень, розмірів і якості поверхні

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{27,916 + (-23,615)}{2} = 2,150 \text{ МПа}, \quad (5.24)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{27,916 - (-23,615)}{2} = 25,765 \text{ МПа}, \quad (5.25)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} = 25,765 \frac{0,84}{0,75 \cdot 1,0} = 28,857 \text{ МПа}. \quad (5.26)$$

Запас міцності шатунної шийки на кручення n_τ визначено з врахуванням перемінного характеру діючих навантажень.

$$\text{Так як } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_{\text{м}}} = \frac{28,857}{2,150} = 13,419 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0,773 - 0,04}{1 - 0,773} = 3,224, \text{ то запас}$$

міцності шатунної шийки від дотичних напружень визначається за границею
ВТОМИ

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \tau_{\text{м}}} = \frac{170}{28,857 + 0,04 \cdot 2,150} = 5,874. \quad (5.27)$$

Запас міцності при згині n_σ і сумарний запас міцності $n_{\text{ш.ш}}$ визначений з врахуванням перемінного характеру діючих навантажень.

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень і коефіцієнт поверхневої чутливості визначено при розрахунку корінної шийки $k_\sigma = 1,4$, $\varepsilon_{\text{п}\sigma} = \varepsilon_{\text{п}\tau} = 1,0$, масштабний коефіцієнт $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0,75$.

Нормальні напруження асиметричного циклу:

– максимальне і мінімальне

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi_{\text{м}} \max}}{W_{\sigma \text{ ш.ш}}} = \frac{-233,2 \cdot 10^{-6}}{8,427 \cdot 10^{-6}} = -27,670 \text{ МПа}; \quad (5.28)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi_{\text{м}} \min}}{W_{\sigma \text{ ш.ш}}} = \frac{-220,9 \cdot 10^{-6}}{8,427 \cdot 10^{-6}} = -26,216 \text{ МПа}; \quad (5.29)$$

– середнє, амплітуда і амплітуда з врахуванням концентратора

напружень, розмірів і якості поверхні

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{-27,670 + (-26,216)}{2} = 0,727 \text{ МПа}; \quad (5.30)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{-27,670 - (-26,216)}{2} = 26,943 \text{ МПа}; \quad (5.31)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\text{мст}} \varepsilon_{\text{пст}}} = 26,943 \frac{1,4}{1 \cdot 0,75} = 50,294 \text{ МПа}. \quad (5.32)$$

Так як $\frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_m} = \frac{50,294}{0,727} = 69,157 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,526 - 0,14}{1 - 0,526} = 0,816$, то запас

міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначається за границею
ВТОМИ

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \alpha_\sigma \sigma_m} = \frac{200}{50,294 + 0,14 \cdot 0,727} = 3,969. \quad (5.33)$$

Сумарний запас міцності шатунної шийки

$$n_{\text{ш.ш}} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3,969 \cdot 5,874}{\sqrt{3,969^2 + 5,874^2}} = 3,288 \quad (5.34)$$

Запаси міцності шатунної шийки колінчастого валу двигуна МТ-10-36 на кручення, на згин і сумарний перевищують мінімально необхідні значення (табл. 5.1).

5.3 Розрахунок щоки

Розрахунок виконано для найбільш небезпечного перерізу: перехід

шийки в щоку (галтель).

Площа розрахункового перерізу, момент опору прямокутного поперечного перерізу щоки крученню і згину

$$F_{\text{щ}} = b \cdot h = 0,07 \cdot 0,018 = 0,00126 \text{ м}^2; \quad (5.35)$$

$$W_{\tau \text{ щ}} = \vartheta bh^2 = 0,28 \cdot 0,07 \cdot 0,018^2 = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (5.36)$$

$$W_{\sigma \text{ щ}} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,07 \cdot 0,018^2}{6} = 3,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (5.37)$$

де коефіцієнт $\vartheta = 0,28$ при $b/h = 3,89$ [9].

Теоретичний і дійсний коефіцієнти концентрації напружень у галтелі при $r_{\text{гал}}/h = 0,002/0,018 = 0,111$, масштабний коефіцієнт при $b = 0,07$ м, коефіцієнт поверхневої чутливості: $\alpha_{\text{к}\sigma} = 1,1$, $\alpha_{\text{к}\tau} = 1,5$, $\kappa_{\sigma} = 2,2$, $\kappa_{\tau} = 2,2$, $\varepsilon_{\text{м}\tau} = 0,7$, $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0,7$, $\varepsilon_{\text{пт}} = 0,65$, $\varepsilon_{\text{п}\sigma} = 0,65$,

$$\kappa_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + q \cdot (\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)] = 0,6 \cdot [1 + 0,4(1,1 - 1)] = 0,624. \quad (5.38)$$

Скручуючий момент, максимальне і мінімальне значення:

$$M_{\text{к щ max}} = 0,5T_{\text{max}} \cdot \frac{\ell_{\text{к.щ}} + h}{2}, \quad (5.39)$$

$$M_{\text{к щ max}} = 0,5 \cdot 5571,4 \cdot \frac{0,02 + 0,018}{2} = 52,928 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к щ min}} = 0,5T_{\text{min}} \cdot \frac{\ell_{\text{к.щ}} + h}{2}, \quad (5.40)$$

$$M_{\text{к щ min}} = 0,5 \cdot (-5028,74) \cdot \frac{0,02 + 0,018}{2} = -47,773 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (5.41)$$

де значення сил T_{max} , T_{min} взято з таблиці 4.1 динамічного розрахунку двигуна.

Дотичні напруження знакоперемінного циклу від скручування, МПа:

– екстремальні

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.ш max}}}{W_{\tau \text{ ш}}} = \frac{52,928 \cdot 10^{-6}}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 8,335 \text{ МПа}, \quad (5.42)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.ш min}}}{W_{\tau \text{ ш}}} = \frac{-47,773 \cdot 10^{-6}}{6,4 \cdot 10^{-6}} = -7,523 \text{ МПа}; \quad (5.43)$$

– середнє і амплітуди

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{8,335 - 7,523}{2} = 0,406 \text{ МПа}, \quad (5.44)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{8,335 + 7,523}{2} = 7,929 \text{ МПа}, \quad (5.45)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} = 7,929 \frac{0,624}{0,7 \cdot 0,65} = 10,874 \text{ МПа}. \quad (5.46)$$

Запас міцності щоки при крученні n_{τ} визначено з врахуванням перемінного характеру навантажень.

$$\text{Так як } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{10,874}{0,406} = 26,789 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0,773 - 0,04}{1 - 0,773} = 3,224, \text{ то запас}$$

міцності визначається за границею втоми

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \tau_m} = \frac{170}{10,874 + 0,04 \cdot 0,406} = 15,611. \quad (5.47)$$

Запас міцності щоки за нормальним напруженням згину і розтягування-стиснення n_{σ} визначено з врахуванням перемінного характеру навантажень.

Максимальне і мінімальне значення згинаючого моменту і сили, розтягуючої або стискаючої, без врахування впливу протитяг на щоках

$$M_{\text{из щ max}} = 0,25(K_{\text{max}} + K_R) \cdot \ell_{\text{к.ш}}, \quad (5.48)$$

$$M_{\text{из щ max}} = 0,25[11930,7 + (-12538,4)] \cdot 0,02 = -3,038 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{из щ min}} = 0,25(K_{\text{min}} + K_R) \cdot \ell_{\text{к.ш}}, \quad (5.49)$$

$$M_{\text{из щ min}} = 0,25[-10110,8 + (-12538,4)] \cdot 0,02 = -113,246 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$P_{\text{щ max}} = 0,5(K_{\text{max}} + K_R) = 0,5 \cdot [11930,7 + (-12538,4)] = -303,6 \text{ Н}, \quad (5.50)$$

$$P_{\text{щ min}} = 0,5(K_{\text{min}} + K_R) = 0,5 \cdot [-10110,8 + (-12538,4)] = -11324,4 \text{ Н}, \quad (5.51)$$

де значення сил K_{max} , K_{min} взято з таблиці 4.1 динамічного розрахунку двигуна.

Нормальні напруження щоки від згину і розтягування-стиснення:

– екстремальні

$$\sigma_{\Sigma \text{ max}} = \frac{M_{\text{из щ max}}}{W_{\sigma \text{ щ}}} + \frac{P_{\text{щ max}}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-3,038 \cdot 10^{-6}}{3,8 \cdot 10^{-6}} + \frac{-303,6 \cdot 10^{-6}}{0,00126} = -0,804 \text{ МПа}, \quad (5.52)$$

$$\sigma_{\Sigma \text{ min}} = \frac{M_{\text{из щ min}}}{W_{\sigma \text{ щ}}} + \frac{P_{\text{щ min}}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-113,246 \cdot 10^{-6}}{3,8 \cdot 10^{-6}} + \frac{-11324,4 \cdot 10^{-6}}{0,00126} = -29,959 \text{ МПа}, \quad (5.53)$$

– середні і амплітуди

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-0,804 + (-29,959)}{2} = -15,382 \text{ МПа}, \quad (5.54)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-0,804 - (-29,959)}{2} = 14,578 \text{ МПа}, \quad (5.55)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_a \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}\sigma} \varepsilon_{\text{п}\sigma}} = 14,578 \frac{2,2}{0,7 \cdot 0,65} = 70,486 \text{ МПа}. \quad (5.56)$$

При $\sigma_m < 0$ запас міцності щоки від нормальних напружень визначається за границею втоми

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \sigma_{м}} = \frac{200}{70,486 + (-15,382)} = 3,629. \quad (5.57)$$

Сумарний запас міцності щоки

$$n_{ш} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,629 \cdot 15,611}{\sqrt{3,629^2 + 15,611^2}} = 3,535. \quad (5.58)$$

Щоки колінчастого валу двигуна МТ-10-36 відповідають вимогам міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення (табл. 5.1).

5.4 Висновки за розділом

Розраховано запас міцності елементів колінчастого валу двигуна МТ-10-36, працюючого на номінальному режимі. Розраховані запаси міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення більші за мінімально необхідні (див. табл. 4.1):

- 2-ї корінної шийки $n_{кш} = 9,345$;
- 2-ї шатунної шийки $n_{шш} = 3,288$;
- щоки $n_{ш} = 3,35$.

З отриманих результатів видно, що найбільш вразливими місцями колінчастого валу двигуна МТ-10-36 є шатунна шийка та щока. Розрахований запас міцності корінної шийки забезпечує її надійну роботу при форсуванні двигуна.

6 ВПЛИВ КУТА МІЖ КРИВОШИПАМИ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

Аналогічно до розрахунків запасу міцності елементів колінчастого валу 2-циліндрового бензинового двигуна МТ-10-36 базової конструкції, що працює на номінальному режимі (див. розділ 5 роботи), виконано розрахунки для інших шийок та для варіантів двигуна з іншим кутом між шатунними шийками γ_k (див. розділ 2.3 роботи). При виконанні цих розрахунків на міцність геометричні параметри, форма та матеріал колінчастого валу не змінювались. Змінювались наступні величини:

- максимальна результуюча сила, що діє на 1-шу (або 2-гу) корінну шийку $R_{kш1(2) \max}$ (див. табл. 4.4);
- середня результуюча сила, що діє на корінну шийку $R_{kш \text{ ср}}$;
- максимальний набігаючий момент на корінну шийку $M_{kш \max}$ (див. табл. 4.6);
- мінімальний набігаючий момент на корінну шийку $M_{kш \min}$;
- максимальний набігаючий момент на шатунну шийку $M_{шш \max}$;
- мінімальний набігаючий момент на шатунну шийку $M_{шш \min}$.

Результати розрахунків запасів міцності елементів колінчастого валу двигуна занесено до таблиці 6.1.

В розділі 4.6 при розрахунку моментів на 1-шу корінну шийку було встановлено, що на цю шийку не діють набігаючі моменти, тобто величини $M_{kш \max} = 0$, $M_{kш \min} = 0$. Тому при розрахунку 1-ї корінної шийки величини запасу міцності $n_{kш 1}$ були розраховані як безкінечні.

Таблиця 6.1 – Запаси міцності елементів колінчастого валу двигуна

Кут між шатунними шийками	$n_{кш}$		$n_{шш}$		$n_{шц}$
	1-ша КШ	2-га КШ	1-ша ШШ	2-га ШШ	
$\gamma_k = 180^\circ$, зі спалахуванням ППС через $\varphi = 360^\circ$ ПКВ	∞	9,345	3,872	3,288	3,535
$\gamma_k = 180^\circ$, з одночасним спалахуванням ППС ($\varphi = 0^\circ$)	∞	7,515	3,822	3,039	3,535
$\gamma_k = 210^\circ$	∞	9,879	3,879	3,332	3,535
$\gamma_k = 240^\circ$	∞	9,814	3,880	3,337	3,535
$\gamma_k = 270^\circ$	∞	12,845	3,916	3,562	3,535
Мінімально необхідний запас міцності [9]	3,0...5,0		2,0 ... 3,0		

З аналізу графіків набігаючих моментів на шийки (див. рис. 4.10–4.14) та з результатів розрахунку на міцність (див. табл. 6.1) для двигунів з різною величиною кута між шатунними шийками γ_k можна зробити наступні висновки:

1. Двигун з одночасним спалахуванням паливоповітряної суміші в обох циліндрах має менші (на 1,3...19,6 %) запаси міцності елементів колінчастого валу, ніж у базового двигуна МТ-10-36;

2. Колінчасті вали з кутом між шатунними шийками $\gamma_k = 210^\circ$ і з кутом $\gamma_k = 240^\circ$ мають трохи більші (на 0,2...5,7 %) запаси міцності, ніж колінчастий вал базового двигуна МТ-10-36;

3. Колінчастий вал з кутом між шатунними шийками $\gamma_k = 270^\circ$ має значно більший запаси міцності, ніж колінчастий вал базового двигуна:

- для 2-ї, найбільш навантаженої корінної шийки – на 37,5 %;
- для 1-ї шатунної шийки – на 1,1 %;
- для 2-ї шатунної шийки – на 8,3 %.

ВИСНОВКИ

1. За результатами теплового розрахунку двигуна МТ-10-36, що працює на номінальному режимі, визначено індикаторні та ефективні показники двигуна. Похибки розрахунку за ефективною потужністю та середнім ефективним тиском складає не більше 0,4 %. Побудовано індикаторну діаграму тиску та температури.

2. Виконано динамічний розрахунок двигуна МТ-10-36 на номінальному режимі, який включає визначення основних сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, обертальних моментів. Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму визначені сили інерції обертальних мас. Розраховані сили, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого валу базового двигуна МТ-10-36 та двигунів зі зміненим кутом між кривошипами колінчастого валу.

У двигунів зі зміщенням кривошипа на 210° , 240° і 270° по мірі зростання величини зміщення кривошипа збільшується неврівноваженість двигуна, але одночасно зменшується максимальне значення навантаження (екстремум) на корінні шийки – на 7,66 %, 17,60 % і 22,51 % відповідно. Можна стверджувати, що надійність колінчастого валу двигуна зі збільшенням величини зміщення кривошипа збільшується.

3. Розраховано набігаючі моменти на всі корінні та шатунні шийки колінчастого валу, для двигунів з різним кутом між шатунними шийками γ_k (всього 5 варіантів), визначено найбільше та найменше навантажені. 1-ша корінна шийка не навантажена крутним моментом. Із двох шатунних шийок більше навантажена 2-га (за рахунок додаткового набігаючого моменту $M_{кш 2}$).

4. Розраховано запас міцності елементів колінчастого валу двигуна МТ-10-36, працюючого на номінальному режимі. Розраховано запаси міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення. Встановлено, що найбільш вразливими місцями колінчастого валу двигуна МТ-10-36 є шатунна шийка та

щока. Розрахований запас міцності корінної шийки забезпечує її надійну роботу при можливому форсуванні двигуна.

5. Розраховані чисельні значення запасів міцності елементів колінчастого валу дозволяють стверджувати, що двигуни з кутами $\gamma_k = 210^\circ$, $\gamma_k = 240^\circ$ або $\gamma_k = 270^\circ$ мають покращені показники надійності (у порівнянні з базовим двигуном). Кінематична схема опозитного або V-подібного ДВЗ з кутом $\gamma_k = 270^\circ$ є перспективною, оскільки має підвищений (на 1,1...37,5 %) запас міцності кривошипно-шатунного механізму.

За результатами дослідження впливу кута між кривошипами на запас міцності неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового опозитного ДВЗ встановлено, що дане актуальне питання може мати подальший науковий та практичний розвиток – необхідно розглянути врівноважування двигуна при куті між кривошипами $\gamma_k = 270^\circ$.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 6. Надійність ДВЗ [Текст] / За ред. А. П. Марченка, А. Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ «ХП», 2004. – 421 с.
2. **Мигаль, В. Д.** Техническая диагностика автомобилей. Теоретические основы : учеб. пособие [Текст] / В. Д. Мигаль. – Х. : Изд-во «Майдан», 2014. –516 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 284 с.
4. Коленчатый вал: то, что делает двигатель двигателем [Электронный ресурс] / Сайт «Авто Альянс». – 2013. – Режим доступа: <https://www.autoopt.ru/articles/products/2724992#>
5. **Чистяков В. К.** Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Уч. пособие для вузов [Текст] / В. К. Чистяков. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.
6. **Воскресенский, А.** Рядный? V-образный? "Оппозит"? [Текст] / А. Воскресенский, Л. Голованов // Авторевю. – 20 июля 2010.
7. **Зверев, А.** Уравновешивание двигателя: Как лечат трясучку [Текст] / А. Зверев // Мото. – 2013. – № 4. – С. 84–87; № 5. – С. 72–77; № 6. – С. 78–81.8. 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.
9. **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.
10. Мотоцикл Днепр МТ10-36 [Текст] : Инструкция по эксплуатации / М. :

Автоэкспорт, 97 с. – 1984.

11. Мотоциклы «Урал», «Днепр». Эксплуатация, ремонт. Пособие по ремонту [Текст] / Состав. К.П. Быков, П.В. Грищенко; Ред. Т.А. Шленчик, – Чернигов; ПФК «Ранок»; Москва, ООО «РусьАвтокнига», 2001. – 237 с.

12. Мотоцикл Днепр-11. модели КМЗ-8.15, КМЗ-8.155-01, КМЗ-8.155.6. Руководство по эксплуатации КМЗ-8.155 РЭ [Текст]/ М. : Автоэкспорт, 1990. – 97 с.

13. **Брадис, В. М.** Четырехзначные математические таблицы [Текст] / В. М. Брадис. – 13-е изд., стереотип. – М. : Дрофа, 2010. – 93 с.

14. Технические вопросы по Африке-Твин XR V 650 / 750 [Электронный ресурс] / Сайт «Форум владельцев Africa Twin». – 2021. – Режим доступа: <http://www.africatwin.ru/forum/index.php?topic=8267.0>

15. **Слинько, Г. І.** Врівноваження 2-циліндрових ДВЗ з різним розташуванням циліндрів [Електронний ресурс] / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, О. Д. Кушнір // Тиждень науки-2022. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 18-22 квітня 2022 р. : тези доп. / Редкол.: В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – НУ «Запорізька політехніка», 2022. – С. 127–128.

16. **Шароглазов, Б. А.** Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов [Текст] : Учебник / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

17. **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.

18. Методичні вказівки до індивідуальних розрахунково-графічних робіт з теплового та динамічного розрахунків ДВЗ для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 30 с.

19. 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

Таблиця А.1 – Набігаючі моменти, що діють на шийки двигуна з $\gamma_k = 210^\circ$, Н·м

φ , ° ПКВ	$M_{кр1}$	$M_{кр2}$	$M_{кш 1}$	$M_{кш 2}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 2}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,00	93,75	0	93,75	46,87	140,62
10	-71,28	60,33	0	-10,96	-5,48	-16,44
20	-129,52	13,30	0	-116,22	-58,11	-174,32
30	-164,50	0,00	0	-164,50	-82,25	-246,75
40	-170,98	96,84	0	-74,14	-37,07	-111,21
50	-149,51	184,29	0	34,78	17,39	52,17
60	-105,92	177,27	0	71,35	35,68	107,03
70	-49,50	142,23	0	92,73	46,37	139,10
80	9,34	117,57	0	126,91	63,45	190,36
90	61,37	113,96	0	175,33	87,66	262,99
100	100,21	128,27	0	228,48	114,24	342,72
110	122,92	151,60	0	274,52	137,26	411,78
120	129,76	174,40	0	304,16	152,08	456,24
130	123,17	189,43	0	312,60	156,30	468,90
140	106,65	192,82	0	299,46	149,73	449,19
150	83,68	183,92	0	267,61	133,80	401,41
160	57,12	164,44	0	221,56	110,78	332,34
170	28,86	137,22	0	166,08	83,04	249,11
180	0,00	105,20	0	105,20	52,60	157,80
190	-28,81	70,78	0	41,96	20,98	62,95
200	-57,11	35,47	0	-21,65	-10,82	-32,47
210	-83,91	0,00	0	-83,91	-41,95	-125,86
220	-107,39	-34,02	0	-141,41	-70,71	-212,12
230	-124,87	-65,00	0	-189,87	-94,94	-284,81
240	-133,00	-91,86	0	-224,86	-112,43	-337,29
250	-128,51	-112,71	0	-241,21	-120,61	-361,82
260	-109,17	-124,80	0	-233,97	-116,98	-350,95
270	-75,03	-132,35	0	-207,38	-103,69	-311,07
280	-29,31	-125,85	0	-155,15	-77,58	-232,73
290	21,34	-103,40	0	-82,06	-41,03	-123,08
300	67,56	-64,75	0	2,82	1,41	4,23
310	99,26	-12,80	0	86,46	43,23	129,70
320	108,60	46,07	0	154,68	77,34	232,01
330	93,75	102,66	0	196,40	98,20	294,61
340	60,33	146,55	0	206,87	103,44	310,31
350	13,30	168,43	0	181,73	90,86	272,59
360	0,00	162,48	0	162,48	81,24	243,72

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7
370	96,84	128,12	0	224,95	112,48	337,43
380	184,29	70,57	0	254,86	127,43	382,29
390	177,27	0,00	0	177,27	88,64	265,91
400	142,23	-71,28	0	70,95	35,47	106,42
410	117,57	-129,52	0	-11,95	-5,98	-17,93
420	113,96	-164,50	0	-50,54	-25,27	-75,81
430	128,27	-170,98	0	-42,70	-21,35	-64,06
440	151,60	-149,51	0	2,08	1,04	3,12
450	174,40	-105,92	0	68,48	34,24	102,71
460	189,43	-49,50	0	139,93	69,96	209,89
470	192,82	9,34	0	202,15	101,08	303,23
480	183,92	61,37	0	245,29	122,65	367,94
490	164,44	100,21	0	264,65	132,32	396,97
500	137,22	122,92	0	260,14	130,07	390,21
510	105,20	129,76	0	234,96	117,48	352,44
520	70,78	123,17	0	193,95	96,98	290,93
530	35,47	106,65	0	142,11	71,06	213,17
540	0,00	83,68	0	83,68	41,84	125,52
550	-34,02	57,12	0	23,09	11,55	34,64
560	-65,00	28,86	0	-36,14	-18,07	-54,21
570	-91,86	0,00	0	-91,86	-45,93	-137,79
580	-112,71	-28,81	0	-141,52	-70,76	-212,28
590	-124,80	-57,11	0	-181,91	-90,95	-272,86
600	-132,35	-83,91	0	-216,26	-108,13	-324,38
610	-125,85	-107,39	0	-233,24	-116,62	-349,86
620	-103,40	-124,87	0	-228,27	-114,13	-342,40
630	-64,75	-133,00	0	-197,75	-98,88	-296,63
640	-12,80	-128,51	0	-141,31	-70,65	-211,96
650	46,07	-109,17	0	-63,10	-31,55	-94,65
660	102,66	-75,03	0	27,63	13,81	41,44
670	146,55	-29,31	0	117,24	58,62	175,86
680	168,43	21,34	0	189,77	94,88	284,65
690	162,48	67,56	0	230,04	115,02	345,06
700	128,12	99,26	0	227,38	113,69	341,07
710	70,57	108,60	0	179,17	89,58	268,75
720	0,00	93,75	0	93,75	46,87	140,62

Таблиця А.2 – Набігаючі моменти, що діють на шийки двигуна з

 $\gamma_k = 240^\circ$, Н·м

φ , ° ПКВ	$M_{кр1}$	$M_{кр2}$	$M_{кш 1}$	$M_{кш 2}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 2}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,00	99,26	0	99,26	49,63	148,89
10	-71,28	108,60	0	37,32	18,66	55,98
20	-129,52	93,75	0	-35,77	-17,89	-53,66
30	-164,50	60,33	0	-104,17	-52,09	-156,26
40	-170,98	13,30	0	-157,68	-78,84	-236,51
50	-149,51	0,00	0	-149,51	-74,76	-224,27
60	-105,92	96,84	0	-9,09	-4,54	-13,63
70	-49,50	184,29	0	134,79	67,40	202,19
80	9,34	177,27	0	186,61	93,31	279,92
90	61,37	142,23	0	203,60	101,80	305,40
100	100,21	117,57	0	217,77	108,89	326,66
110	122,92	113,96	0	236,88	118,44	355,32
120	129,76	128,27	0	258,04	129,02	387,05
130	123,17	151,60	0	274,77	137,38	412,15
140	106,65	174,40	0	281,04	140,52	421,57
150	83,68	189,43	0	273,11	136,55	409,66
160	57,12	192,82	0	249,93	124,97	374,90
170	28,86	183,92	0	212,78	106,39	319,18
180	0,00	164,44	0	164,44	82,22	246,66
190	-28,81	137,22	0	108,40	54,20	162,60
200	-57,11	105,20	0	48,09	24,04	72,13
210	-83,91	70,78	0	-13,13	-6,56	-19,69
220	-107,39	35,47	0	-71,93	-35,96	-107,89
230	-124,87	0,00	0	-124,87	-62,43	-187,30
240	-133,00	-34,02	0	-167,03	-83,51	-250,54
250	-128,51	-65,00	0	-193,51	-96,76	-290,27
260	-109,17	-91,86	0	-201,03	-100,51	-301,54
270	-75,03	-112,71	0	-187,74	-93,87	-281,61
280	-29,31	-124,80	0	-154,10	-77,05	-231,15
290	21,34	-132,35	0	-111,01	-55,50	-166,51
300	67,56	-125,85	0	-58,28	-29,14	-87,42
310	99,26	-103,40	0	-4,13	-2,07	-6,20
320	108,60	-64,75	0	43,86	21,93	65,78
330	93,75	-12,80	0	80,95	40,47	121,42
340	60,33	46,07	0	106,40	53,20	159,60
350	13,30	102,66	0	115,96	57,98	173,94
360	0,00	146,55	0	146,55	73,27	219,82

Продовження таблиці А.2

1	2	3	4	5	6	7
370	96,84	168,43	0	265,26	132,63	397,89
380	184,29	162,48	0	346,77	173,39	520,16
390	177,27	128,12	0	305,39	152,70	458,09
400	142,23	70,57	0	212,80	106,40	319,20
410	117,57	0,00	0	117,57	58,78	176,35
420	113,96	-71,28	0	42,67	21,34	64,01
430	128,27	-129,52	0	-1,25	-0,62	-1,87
440	151,60	-164,50	0	-12,90	-6,45	-19,36
450	174,40	-170,98	0	3,42	1,71	5,13
460	189,43	-149,51	0	39,91	19,96	59,87
470	192,82	-105,92	0	86,89	43,45	130,34
480	183,92	-49,50	0	134,42	67,21	201,64
490	164,44	9,34	0	173,78	86,89	260,67
500	137,22	61,37	0	198,58	99,29	297,88
510	105,20	100,21	0	205,41	102,70	308,11
520	70,78	122,92	0	193,70	96,85	290,55
530	35,47	129,76	0	165,23	82,61	247,84
540	0,00	123,17	0	123,17	61,59	184,76
550	-34,02	106,65	0	72,62	36,31	108,94
560	-65,00	83,68	0	18,68	9,34	28,02
570	-91,86	57,12	0	-34,74	-17,37	-52,11
580	-112,71	28,86	0	-83,84	-41,92	-125,77
590	-124,80	0,00	0	-124,80	-62,40	-187,19
600	-132,35	-28,81	0	-161,16	-80,58	-241,75
610	-125,85	-57,11	0	-182,96	-91,48	-274,44
620	-103,40	-83,91	0	-187,30	-93,65	-280,95
630	-64,75	-107,39	0	-172,14	-86,07	-258,21
640	-12,80	-124,87	0	-137,67	-68,83	-206,50
650	46,07	-133,00	0	-86,93	-43,46	-130,39
660	102,66	-128,51	0	-25,85	-12,92	-38,77
670	146,55	-109,17	0	37,37	18,69	56,06
680	168,43	-75,03	0	93,39	46,70	140,09
690	162,48	-29,31	0	133,17	66,59	199,76
700	128,12	21,34	0	149,46	74,73	224,19
710	70,57	67,56	0	138,13	69,07	207,20
720	0,00	99,26	0	99,26	49,63	148,89

Таблиця А.3 – Набігаючі моменти, що діють на шийки двигуна з

 $\gamma_k = 270^\circ$, Н·м

φ , ° ПКВ	$M_{кр1}$	$M_{кр2}$	$M_{кш 1}$	$M_{кш 2}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 2}$
1	2	3	4	5	6	7
0	0,00	-75,03	0	-75,03	-37,52	-112,55
10	-71,28	-29,31	0	-100,59	-50,30	-150,89
20	-129,52	21,34	0	-108,18	-54,09	-162,26
30	-164,50	67,56	0	-96,93	-48,47	-145,40
40	-170,98	99,26	0	-71,71	-35,86	-107,57
50	-149,51	108,60	0	-40,91	-20,46	-61,37
60	-105,92	93,75	0	-12,18	-6,09	-18,26
70	-49,50	60,33	0	10,83	5,41	16,24
80	9,34	13,30	0	22,64	11,32	33,96
90	61,37	0,00	0	61,37	30,68	92,05
100	100,21	96,84	0	197,04	98,52	295,56
110	122,92	184,29	0	307,21	153,61	460,82
120	129,76	177,27	0	307,04	153,52	460,55
130	123,17	142,23	0	265,41	132,70	398,11
140	106,65	117,57	0	224,22	112,11	336,32
150	83,68	113,96	0	197,64	98,82	296,46
160	57,12	128,27	0	185,39	92,69	278,08
170	28,86	151,60	0	180,46	90,23	270,68
180	0,00	174,40	0	174,40	87,20	261,60
190	-28,81	189,43	0	160,61	80,31	240,92
200	-57,11	192,82	0	135,70	67,85	203,55
210	-83,91	183,92	0	100,02	50,01	150,03
220	-107,39	164,44	0	57,05	28,52	85,57
230	-124,87	137,22	0	12,35	6,17	18,52
240	-133,00	105,20	0	-27,80	-13,90	-41,70
250	-128,51	70,78	0	-57,73	-28,86	-86,59
260	-109,17	35,47	0	-73,71	-36,85	-110,56
270	-75,03	0,00	0	-75,03	-37,52	-112,55
280	-29,31	-34,02	0	-63,33	-31,66	-94,99
290	21,34	-65,00	0	-43,66	-21,83	-65,49
300	67,56	-91,86	0	-24,29	-12,15	-36,44
310	99,26	-112,71	0	-13,44	-6,72	-20,16
320	108,60	-124,80	0	-16,19	-8,10	-24,29
330	93,75	-132,35	0	-38,60	-19,30	-57,91
340	60,33	-125,85	0	-65,52	-32,76	-98,28
350	13,30	-103,40	0	-90,10	-45,05	-135,14
360	0,00	-64,75	0	-64,75	-32,37	-97,12

Продовження таблиці А.3

1	2	3	4	5	6	7
370	96,84	-12,80	0	84,04	42,02	126,06
380	184,29	46,07	0	230,37	115,18	345,55
390	177,27	102,66	0	279,93	139,97	419,90
400	142,23	146,55	0	288,78	144,39	433,17
410	117,57	168,43	0	285,99	143,00	428,99
420	113,96	162,48	0	276,43	138,22	414,65
430	128,27	128,12	0	256,39	128,20	384,59
440	151,60	70,57	0	222,16	111,08	333,24
450	174,40	0,00	0	174,40	87,20	261,60
460	189,43	-71,28	0	118,14	59,07	177,22
470	192,82	-129,52	0	63,30	31,65	94,95
480	183,92	-164,50	0	19,42	9,71	29,14
490	164,44	-170,98	0	-6,54	-3,27	-9,80
500	137,22	-149,51	0	-12,30	-6,15	-18,45
510	105,20	-105,92	0	-0,72	-0,36	-1,08
520	70,78	-49,50	0	21,28	10,64	31,92
530	35,47	9,34	0	44,81	22,40	67,21
540	0,00	61,37	0	61,37	30,68	92,05
550	-34,02	100,21	0	66,18	33,09	99,27
560	-65,00	122,92	0	57,92	28,96	86,88
570	-91,86	129,76	0	37,90	18,95	56,86
580	-112,71	123,17	0	10,47	5,23	15,70
590	-124,80	106,65	0	-18,15	-9,07	-27,22
600	-132,35	83,68	0	-48,67	-24,33	-73,00
610	-125,85	57,12	0	-68,73	-34,36	-103,09
620	-103,40	28,86	0	-74,54	-37,27	-111,80
630	-64,75	0,00	0	-64,75	-32,37	-97,12
640	-12,80	-28,81	0	-41,61	-20,81	-62,42
650	46,07	-57,11	0	-11,04	-5,52	-16,56
660	102,66	-83,91	0	18,75	9,38	28,13
670	146,55	-107,39	0	39,15	19,58	58,73
680	168,43	-124,87	0	43,56	21,78	65,34
690	162,48	-133,00	0	29,48	14,74	44,21
700	128,12	-128,51	0	-0,39	-0,20	-0,59
710	70,57	-109,17	0	-38,61	-19,30	-57,91
720	0,00	-75,03	0	-75,03	-37,52	-112,55

Таблиця А.4 – Набігаючі моменти, що діють на шийки двигуна з $\gamma_k = 180^\circ$, з одночасним спалахуванням ППС ($\varphi = 0^\circ$), Н·м

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$M_{кр1}$	$M_{кр2}$	$M_{кш 1}$	$M_{кш 2}$	$M_{шш 1}$	$M_{шш 2}$
0	0	0	0	0	0	0
20	-129,52	-129,52	0	-259,04	-129,52	-388,56
40	-170,98	-170,98	0	-341,96	-170,98	-512,94
60	-105,92	-105,92	0	-211,84	-105,92	-317,76
80	9,34	9,34	0	18,68	9,34	28,02
100	100,21	100,21	0	200,42	100,21	300,63
120	129,76	129,76	0	259,52	129,76	389,28
140	106,65	106,65	0	213,3	106,65	319,95
160	57,12	57,12	0	114,24	57,12	171,36
180	0	0	0	0	0	0
200	-57,13	-57,13	0	-114,26	-57,13	-171,39
220	-107,39	-107,39	0	-214,78	-107,39	-322,17
240	-133,00	-133,00	0	-266	-133,00	-399,00
260	-109,17	-109,17	0	-218,34	-109,17	-327,51
280	-29,31	-29,31	0	-58,62	-29,31	-87,93
300	67,56	67,56	0	135,12	67,56	202,68
320	108,60	108,60	0	217,2	108,60	325,80
340	60,33	60,33	0	120,66	60,33	180,99
360	0	0	0	0	0	0
380	184,29	184,29	0	368,58	184,29	552,87
400	142,23	142,23	0	284,46	142,23	426,69
420	113,96	113,96	0	227,92	113,96	341,88
440	151,60	151,60	0	303,2	151,60	454,80
460	189,43	189,43	0	378,86	189,43	568,29
480	183,92	183,92	0	367,84	183,92	551,76
500	137,22	137,22	0	274,44	137,22	411,66
520	70,78	70,78	0	141,56	70,78	212,34
540	0	0	0	0	0	0
560	-65,00	-65,00	0	-130	-65,00	-195,00
580	-112,71	-112,71	0	-225,42	-112,71	-338,13
600	-132,35	-132,35	0	-264,7	-132,35	-397,05
620	-103,40	-103,40	0	-206,8	-103,40	-310,20
640	-12,80	-12,80	0	-25,6	-12,80	-38,40
660	102,66	102,66	0	205,32	102,66	307,98
680	168,43	168,43	0	336,86	168,43	505,29
700	128,12	128,12	0	256,24	128,12	384,36
720	0	0	0	0	0	0

ДОДАТОК Б

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 методика розрахунку сил, що діють на корінні шийки неповноопорного колінчастого валу 2-циліндрового опозитного ДВЗ, а також результати розрахунків для двигуна МТ-10-36, 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