

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

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

## **Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

магістра

на тему Вплив кута розвалу між блоками циліндрів V-подібного двигуна на  
запас міцності колінчастого валу

(The influence of the camber angle between the cylinder blocks of a V-shaped engine  
on the strength margin of the crankshaft)

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

Керівник д.т.н., професор  
СЛИНЬКО Георгій Іванович

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

Запоріжжя  
2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

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

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

В.о. завідувача кафедри «АТД та ГЕУ»



Олександр АРТЮХ

2024 року





**ЗАВДАННЯ**

**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

ВОДЯНИЙ Віталій Володимирович

1. Тема проекту (роботи) Вплив кута розвалу між блоками циліндрів V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу  
керівник проекту (роботи) д.т.н., професор СЛИНЬКО Георгій Іванович  
затверджені наказом вищого навчального закладу від 05.12.2024 р. № 506
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 09.12.2024 р.
3. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-тактний 2-циліндровий V-подібний двигун з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$  Yamaha XV250  
максимальною потужністю 17,1 кВт при 8000 хв<sup>-1</sup>
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) провести аналіз літератури; розглянути особливості конструкції двигуна мотоцикла Yamaha XV250, особливості конструкції деталей КШМ; розробити креслення колінчастого валу; розробити дослідницьку методику; виконати тепловий розрахунок циклу ДВЗ; виконати динамічний розрахунок ДВЗ; виконати розрахунок на міцність колінчастого валу для двигуна з різними значенням кута розвалу циліндрів; зробити висновки
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) В презентації до захисту надано основні відомості про роботу, креслення колінчастого валу, основні формули розрахункової методики, результати досліджень в табличному та графічному вигляді

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада керівника, консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-8	Слинько Г.І., професор кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		
нормо-контроль	Рябошапка Н.Є., старший викладач кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»		

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

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	06.09.2024	
2	Аналіз літературних джерел. Обґрунтування актуальності дослідження	13.09.2024	
3	Особливості конструкції двигуна Yamaha XV250	20.09.2024	
4	Розробка методики дослідження	27.09.2024	
5	Тепловий розрахунок двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі	11.10.2024	
6	Динамічний розрахунок двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі	18.10.2024	
7	Розрахунки на міцність колінчастого валу двигуна з різним кутом розвалу циліндрів	08.11.2024	
8	Формування висновків з магістерської роботи	22.11.2024	
9	Оформлення магістерської роботи, нормоконтроль	29.11.2024	
10	Розробка презентації та доповіді до захисту	06.12.2024	
11	Подання роботи до захисту	09.12.2024	

Студент

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

(підпис)

**ВОДЯНИЙ В.В.**

(прізвище та ініціали)

**СЛИНЬКО Г.І.**

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 87 с., 16 табл., 20 рис., 28 джерел, 1 додаток.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ЗАПАС МІЦНОСТІ,  
КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ, КУТ РОЗВАЛУ ЦИЛІНДРІВ, МОМЕНТ,  
НАВАНТАЖЕННЯ, СИЛА

В роботі вирішено важливу актуальну проблему дослідження впливу кута розвалу циліндрів (кута між осями циліндрів) V-подібного двигуна на запас міцності його колінчастого валу. Розраховані показники запасу міцності елементів колінчастого валу (корінної шийки  $n_{кш}$ , шатунної шийки  $n_{шш}$ , щоки  $n_{ш}$ ) двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$

Мета даної роботи – дослідити вплив кута розвалу циліндрів (блоків циліндрів) V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу.

Об'єкт дослідження – V-подібний двигун внутрішнього згорання з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$ .

Предмет дослідження – вплив сил та моментів в кривошипно-шатунному механізмі V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу при різних значеннях кута розвалу циліндрів.

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

За результатами досліджень підготована робота для участі в конкурсі студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка» 2024/2025 навчального року.

## ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ	10
1.1 Порівняльний аналіз рядних і V-подібних ДВЗ	10
1.2 Особливості конструкції та забезпечення надійності колінчастих валів ДВЗ різних типів	12
1.3 Способи та критерії визначення міцності колінчастого валу	14
1.4 Висновки за розділом	16
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	17
2.1 Методика дослідження	17
2.2 Особливості конструкції та технічна характеристика двигуна Yamaha XV250 Virago	19
2.3 Складання розрахункової схеми колінчастого валу двигуна Yamaha XV250	23
2.4 Висновки за розділом	26
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА YAMAHA XV250	27
3.1 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation	27
3.2 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку	34
3.3 Висновки за розділом	35
4 РОЗРАХУНОК СИЛ ТА МОМЕНТІВ, ДІЮЧИХ НА ПОРШЕНЬ, ШАТУН, ШАТУННУ ШИЙКУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДВИГУНА YAMAHA XV250 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	37
4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	37
4.2 Сили інерції обертальних мас	38
4.3 Розрахунок основних сил	39
4.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	44
4.5 Висновки до розділу	50

5 РОЗРАХУНОК СИЛ, ДІЮЧИХ НА КОРІННІ ШИЙКИ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	52
6 РОЗРАХУНОК МОМЕНТІВ, ДІЮЧИХ НА КОРІННІ ТА ШАТУННІ ШИЙКИ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	59
7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДВИГУНА YAMAHA XV250 З КУТОМ РОЗВАЛУ ЦИЛІНДРІВ $\gamma = 60^\circ$	64
7.1 Початкові дані для розрахунку	64
7.1.1 Розміри основних елементів колінчастого валу, властивості матеріалу	64
7.1.2 Питомий тиск на шийки	65
7.2 Розрахунок шийок	66
7.2.1 Скручуючі та згинаючі моменти	66
7.2.2 Корінна шийка	67
7.2.3 Шатунна шийка	69
7.3 Розрахунок щоки	72
7.4 Висновки за розділом	75
8 ВПЛИВ КУТА РОЗВАЛУ МІЖ БЛОКАМИ ЦИЛІНДРІВ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	76
ВИСНОВКИ	80
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	83
ДОДАТОК А	87

## ВСТУП

В залежності від використання для приводу різноманітних машин, двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) можуть мати різні компоновання. Розташування циліндрів між собою (в ряд, V-подібно, VR-подібно, W-подібно опозитно, зіркоподібно) та в просторі (вертикально, горизонтально, під кутом) впливає не розподіл сил та моментів, що, в свою чергу, впливає на навантаженість деталей двигуна. А однією з найбільш навантажених деталей ДВЗ є колінчастий вал, який отримує на собі навантаження від всіх циліндрів.

### Мета і завдання дослідження

Мета даної роботи – дослідити вплив кута розвалу циліндрів (блоків циліндрів) V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу.

Для досягнення мети, вирішувався ряд **завдань**:

- провести аналіз літератури за темою дослідження; визначити особливості конструкції колінчастих валів ДВЗ різних типів; особливості конструкції та забезпечення надійності колінчастих валів ДВЗ різних типів; розглянути способи та критерії визначення міцності колінчастого валу;
- розглянути особливості конструкції V-подібного 2-циліндрового 4-тактного двигуна мотоцикла Yamaha XV250, особливості конструкції деталей кривошипно-шатунного механізму;
- розробити креслення колінчастого валу;
- розробити дослідницьку розрахункову методику;
- за допомогою теплового розрахунку ДВЗ визначити параметри стану робочого тіла в циліндрі, циклові індикаторні та ефективні показники двигуна;
- виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму;
- виконати розрахунок на міцність колінчастого валу для двигуна з різними значеннями кута розвалу циліндрів;

– після аналізу отриманих результатів зробити висновки.

**Об’єкт дослідження** – V-подібний двигун внутрішнього згорання з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$ .

**Предмет дослідження** – вплив сил та моментів в кривошипно-шатунному механізмі V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу при різних значеннях кута розвалу циліндрів.

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

**Наукова новизна роботи** полягає в наступному:

– встановлено сумісний вплив сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, на запас міцності елементів колінчастого валу (корінна шийка, шатунну шийка, щока) бензинового V-подібного 2-циліндрового двигуна з різним значенням кута розвалу циліндрів  $\gamma$ .

**Практична цінність роботи** полягає в наступному:

– методика розрахунку впливу кута розвалу циліндрів (блоків циліндрів) V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу може бути використана при проектуванні нових та модернізації існуючих ДВЗ;

– дані щодо впливу кута розвалу циліндрів на запас міцності елементів колінчастого валу V-подібного двигуна впроваджена в курс дисципліни «Основи конструювання двигунів внутрішнього згорання» підготовки магістрів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

– встановлено, що для V-подібного 2-циліндрового двигуна Yamaha

XV250 найбільш надійною і ресурсною є конструкція двигуна з компоновання циліндрів під кутом  $\gamma = 50^\circ$ .

### **Апробація**

Роботу виконано в рамках першого етапу держбюджетної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення» (2024-2027 р., керівник д.т.н., професор Слинько Г.І.) (акт апробації впровадження результатів роботи в навчальний процес від 25 листопада 2024 р.).

За результатами досліджень підготована робота для участі в конкурсі студентських наукових робіт НУ «Запорізька політехніка» 2024/2025 навчального року.

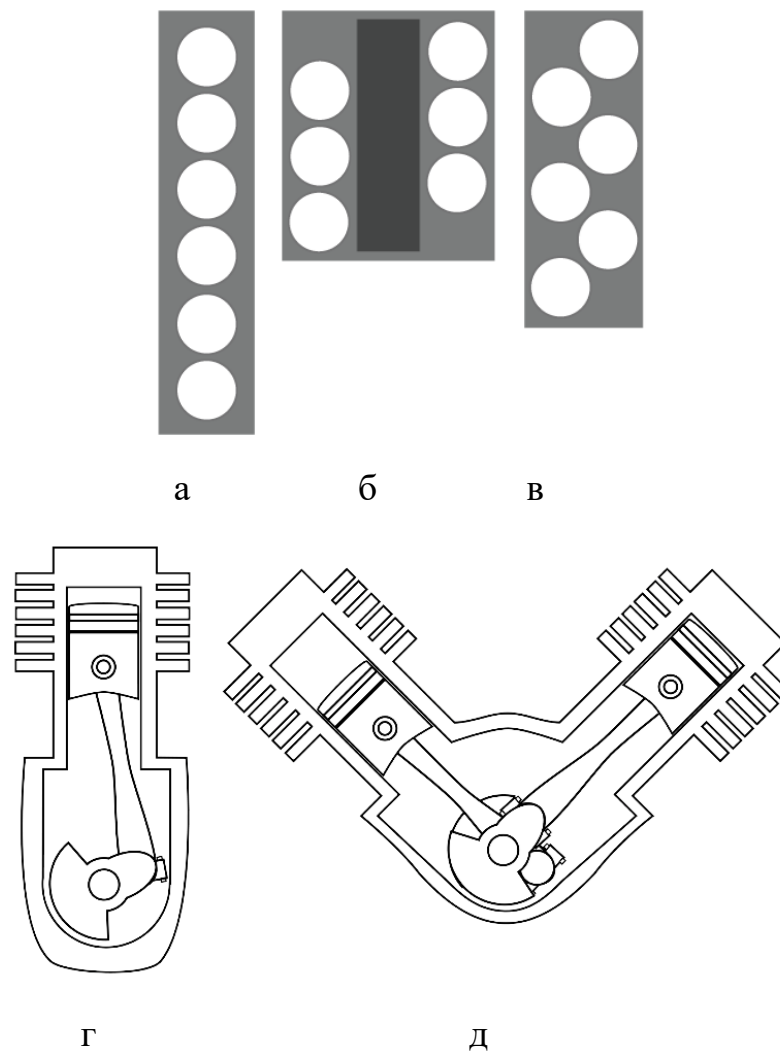
# 1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Порівняльний аналіз рядних і V-подібних ДВЗ

Вибір числа і розташування циліндрів залежить не тільки від призначення двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), його компонування на транспортному засобі, але й від ряду інших факторів, зокрема від вимог до питомих масових і габаритних показників двигуна, урівноваженості від сил інерції зворотно-поступального руху деталей. Можливості зниження, наприклад, питомої літрової маси шляхом використання більш легких матеріалів (алюмінієвих і магнієвих сплавів, пластмаси) або матеріалів з більш високими механічними характеристиками цілком очевидні. Установити ж вплив числа циліндрів, їхнього розташування на питомі габаритні і масові показники можливо, в основному, тільки за даними реальних конструкцій двигунів з різним числом циліндрів і різним їх розташуванням за умови збереження особливостей конструкції, технології виробництва, застосовуваних матеріалів, тобто порівнюючи дані щодо двигунів однієї і тієї ж фірми (підприємства) з різним числом циліндрів і різним їх розташуванням [10, 11].

Вплив розташування циліндрів на габаритні розміри (див. рис. 1.1), питомий габаритний об'єм двигуна (відношення габаритного об'єму до літражу двигуна), а відповідно і на питому літрову масу, може бути оцінений у першому наближенні, якщо розглядати тільки основний об'єм, утворений циліндрами, головкою блоку, картером, залежність якого від розташування циліндрів може бути подана досить простими аналітичними залежностями. Для двигунів з однаковою відстанню між осями циліндрів і числом циліндрів 4...10 відношення питомого об'єму двигуна з V-подібним розташуванням циліндрів до питомого об'єму двигуна з рядним розташуванням циліндрів становить 0,81...0,89. Перехід від рядного розташування циліндрів до V-подібного при збереженні відстані між осями циліндрів шляхом використання вилкових шатунів або головного і причіпного шатунів дозволяє на 11...19 % зменшити

питомий габаритний об'єм двигуна. Очевидно, в цих же межах варто очікувати зменшення питомої і літрової маси двигуна [10, 11].



а, г – рядні; б, д – V-подібний; в – VR-подібний

Рисунок 1.1 – Варіанти компонування циліндрів в ДВЗ

При послідовному розташуванні шатунів на шатунній шийці колінчатого вала відстань між осями циліндрів у двигуна з V-подібним розташуванням циліндрів помітно більша, ніж у рядного двигуна. Тому питомий габаритний об'єм двигуна при переході від рядного розташування циліндрів до V-подібного знижується менше, ніж у попередньому випадку. У реальних же конструкціях двигунів однакової розмірності, з приблизно однаковими співвідношеннями конструктивних розмірів, що випускаються

однією і тією ж фірмою (підприємством), тільки при ретельному відпрацьовуванні конструкції перехід від рядного розташування циліндрів до V-подібного дозволяє знизити питомий габаритний об'єм, питому літрову масу двигуна більш ніж на 10 %. Перехід від рядного до V-подібного розташування циліндрів дозволяє на 40...50 % зменшити довжину двигуна, але при цьому його ширина зростає на 30...40 % [10, 11].

На ряді двигунів, особливо мотоциклетних, кут між циліндрами  $\gamma$  визначається в тому числі розмірами карбюратора. Чим більший за габаритами карбюратор, тим більше місця необхідно для його встановлення, тим більший кут  $\gamma$  потрібен.

## **1.2 Особливості конструкції та забезпечення надійності колінчастих валів ДВЗ різних типів**

Колінчастий вал є однією з найбільш відповідальних, напружених, трудомістких у виготовленні і коштовних деталей ДВЗ. Він працює в умовах дії на нього знакозмінних сил і моментів, які за характером близькі до ударних. Ці сили і моменти приводять до появи в колінчастому валу пружних коливань. Якщо взяти до уваги складні умови мащення підшипників на окремих режимах роботи двигуна, умови роботи колінчастого валу варто признати надто напруженими [1].

Колінчастий вал складається з шатунних і корінних шийок, щок, носка, хвостовика. Також на колінчастий вал монтуються маховик, шестерня приводу газорозподільного механізму, шестерня або шків приводу допоміжних агрегатів. Від переміщення колінчастого валу він фіксується вузлами особливої фіксації, ущільнювальними пристроями забезпечується герметизація порожнини картера двигуна.

Головні вимоги до колінчастих валів [1]:

- надійність роботи в різних умовах експлуатації;
- жорсткість та міцність;
- стійкість корінних та шатунних шийок проти зношування;
- статична та динамічна врівноваженість;
- відсутність резонансних коливань в діапазоні робочих частот обертання;
- мінімальна маса;
- технологічність конструкції.

Розміри колінчастих валів залежать від конструкції блоку циліндрів, кількості корінних та шатунних шийок, розмірів шийок (діаметр і довжина), типу сполучення шатунів (у V-подібних ДВЗ), використаного конструкційного матеріалу тощо [1].

Підвищення надійності колінчастих валів досягається конструктивними і технологічними чинниками.

### **Конструктивні чинники**

Підвищення надійності колінчастого валу збільшенням розмірів шийок обмежене. Зокрема, збільшення діаметра шатунних шийок призводить до збільшення маси шийки і кривошипної головки шатуна, зростання сил інерції.

Іншим ефективним конструктивним способом є збільшення перекриття шийок вала [1]

$$\Delta = \frac{d_{ш.ш} - d_{к.ш}}{2} - R, \quad (1.1)$$

де  $d_{ш.ш}$  – діаметр шатунної шийки, мм;

$d_{к.ш}$  – діаметр корінної шийки, мм.

Перекриття шийок супроводжується збільшенням жорсткості кривошипа [1]:

- при  $\Delta = 10$  мм межа витривалості на вигин збільшується на 3,5 %;
- при  $\Delta = 20$  мм – на 30 %;
- при  $\Delta = 30$  мм – на 70 %.

Значний ефект для зменшення місцевої концентрації напружень дають збільшення радіуса галтелі.

Масляний отвір у шатунній шийці слід розміщувати не у площині кривошипа, а у перпендикулярній до неї площини при  $\varphi = 90^\circ$  або  $\varphi = 270^\circ$  у місцях мінімальних дотичних напружень.

#### **Технологічні чинники [1, 5]:**

- методи зміцнення поверхні колінчастого вала за допомогою спеціальної механічної обробки (наклеп, обдування дробом тощо), за рахунок чого межа втоми на вигин збільшується на 40%, а межа втоми на кручіння – на 20 %;
- термохімічні та термічні способи зміцнення поверхні (азотування, цементування, поверхневе гартування СВЧ) – межа втоми на вигин збільшується на 60%, а межа втоми на кручіння – до 30 %;
- підбір конструкційного матеріалу (ковані або штамповані колінчасті вали – сталі марок 45, 40ХН, 45А, 45Г2, 50Г, 18ХНМА, 18НХВА, 18Х2Н4ВА, 18Х2Н4МА, 40ХНМА; литі з високоміцного чавуну).

### **1.3 Способи та критерії визначення міцності колінчастого валу**

Розрахунок колінчастого валу як нерозрізної багато опорної статично невизначеної просторової балки потребує значних витрат на обчислювальну роботу [1, 21–24].

Загальноприйнятою схемою розрахунку є розрізна схема, коли із колінчастого валу вирізається один кривошип, який працює в умовах максимальних змін згинних та крутних моментів і сил.

Корінні шийки колінчастого валу виготовляють короткими, тому їх розраховують тільки на кручення без обліку напружень згину, які мало впливають на запас міцності. Шатунні шийки зазнають одночасно згину і кручення, які можуть оцінюватися загальним запасом міцності. Щоки колінчастого валу підлягають перемінному згину, розтягуванню, стиску та крученню. Запаси міцності визначаються у місцях переходу шийок у щоку, в галтелях.

У більшості випадків розрахунок колінчастого валу виконується спрощено, із визначенням тиску на шийки вала, а також запасу міцності найбільш навантажених корінних шийок на виході колінчастого валу [1].

Навантаження, що діють на колінчастий вал, можуть бути розраховані в абсолютних (МПа; Н; Н·м) або відносних одиницях.

Так, в абсолютних одиницях вимірюється значення середнього тиску на шатунну шийку, яке не повинно перевищувати [1]:

- для бензинових ДВЗ  $\leq 12 \dots 16$  МПа;
- для дизелів  $\leq 20 \dots 42$  МПа.

А згідно [2],

- для рядних бензинових ДВЗ  $\leq 7 \dots 20$  МПа;
- для V-подібних бензинових ДВЗ  $\leq 18 \dots 28$  МПа;
- для дизелів  $\leq 20 \dots 42$  МПа.

Запас міцності елементів колінчастого валу для автомобільних ДВЗ має бути  $\geq 3$  [1].

В таблиці 1.1 наведено значення запасів міцності елементів колінчастого валу згідно [2].

Таблиця 1.1 – Запаси міцності елементів колінчастого вала (мінімально необхідні) [2]

Двигун	Корінна шийка	Шатунна шийка	Щока
Бензиновий	$\geq 3,0 \dots 5,0$	$\geq 2,0 \dots 3,0$	
Дизелі без наддуву	$\geq 4,0 \dots 5,0$	$\geq 3,0 \dots 3,5$	
Дизелі з наддувом	$\geq 2,0 \dots 4,0$	$\geq 3,0 \dots 3,5$	

#### 1.4 Висновки за розділом

В залежності від використання для приводу різноманітних машин, двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) можуть мати різні компоновання. Розташування циліндрів між собою (в ряд, V-подібно, VR-подібно, W-подібно опозитно, зіркоподібно) та в просторі (вертикально, горизонтально, під кутом) впливає на розподіл сил та моментів, що, в свою чергу, впливає на навантаженість деталей двигуна. А однією з найбільш навантажених деталей ДВЗ є колінчастий вал, який отримує на собі навантаження від всіх циліндрів.

Тому в роботі необхідно вирішити актуальну задачу – дослідити вплив кута розвалу циліндрів (блоків циліндрів) V-подібного двигуна на запас міцності колінчастого валу.

З аналізу літературних джерел визначено особливості конструкції та забезпечення надійності колінчастих валів ДВЗ різних типів, а також Способи та критерії визначення міцності колінчастого валу.

Питання врівноважування двигуна в даній роботі не розглядається, оскільки є темою окремого наукового дослідження і вже розглядалось в роботах [2, 14, 15, 16, 17].

## 2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1 Методика дослідження

Для дослідження впливу кута розвалу між циліндрами V-подібного двигуна ( $\gamma$ ) на запас міцності колінчастого валу необхідно вирішити наступні задачі.

1. В якості об'єкта дослідження обираємо V-подібний 2-циліндровий 4-тактний двигун мотоцикла Yamaha XV250. Двигуни з більшою кількістю циліндрів (V4, V6, V8 тощо) в якості об'єкта дослідження не обираємо, оскільки необхідно буде робити велику кількість однотипних розрахунків, а додаткової інформації щодо розкриття теми дослідження це не дасть.

2. Виконати розрахунок стану робочого тіла (тиск  $p$ , температура  $T$ ) за цикл, циклових індикаторних (індикаторна робота  $L_i$ , середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ ) та ефективних (ефективна потужність  $N_e$ , ефективна питома витрата палива  $g_e$ , середній ефективний тиск  $p_e$ , ефективний ККД  $\eta_e$ ) показників двигуна. Для виконання теплового розрахунку користуємось комп'ютерною програмою Engine Calculation [4].

3. Скласти розрахункову схему колінчастого валу двигуна.

4. За методиками [2, 4] виконати розрахунок сил та моментів, що діють на деталі поршень, шатун, шатунну шийку колінчастого валу двигуна на номінальному режимі роботи.

5. Розрахувати результуючу силу, діючу на шатунну шийку колінчастого валу двигуна  $R_{\text{шш}\Sigma}$  на номінальному режимі роботи. При її визначенні необхідно враховувати конструктивне виконання поєднання шатунів з колінчастим валом. Оскільки у двигуна Yamaha XV250 шатунна шийка єдина для двох циліндрів, результуючу силу  $R_{\text{шш}\Sigma}$ , діючу на шатунну шийку, визначаємо складанням сумарних сил  $T_{\Sigma}$  і  $P_{\kappa\Sigma}$ , які передаються від обох шатунів

$$R_{шш\Sigma} = \sqrt{T_{\Sigma}^2 + P_{к\Sigma}^2}. \quad (2.1)$$

Сили  $T_{\Sigma}$  і  $P_{к\Sigma}$  визначаємо табличним способом з врахуванням порядку роботи циліндрів двигуна [2]. Кут розвалу циліндрів при цьому не враховується.

$$T_{\Sigma} = T_{л} + T_{п}, \quad (2.2)$$

$$P_{к\Sigma} = P_{кл} + P_{кп} = K_{л} + K_{п} + K_{Rшл} + K_{Rшп}. \quad (2.3)$$

Оскільки шатуни двигуна Yamaha XV250 однакові, то  $K_{Rшл} + K_{Rшп} = K_{Rш}$ . Тоді

$$P_{к\Sigma} = K_{л} + K_{п} + 2 K_{Rш}. \quad (2.4)$$

6. За методиками [2, 4] виконати розрахунок сил та моментів, що діють на корінну шийку колінчастого валу двигуна на номінальному режимі роботи при різних значеннях кута розвалу циліндрів  $\gamma$ . Для дослідження обираємо значення  $\gamma = 50^{\circ}$ ,  $\gamma = 60^{\circ}$ ,  $\gamma = 70^{\circ}$ ,  $\gamma = 75^{\circ}$ ,  $\gamma = 80^{\circ}$ ,  $\gamma = 90^{\circ}$ .

7. За методикою [2] виконати розрахунок на міцність елементів колінчастого валу при різних значеннях кута розвалу циліндрів  $\gamma$ . Визначити та порівняти показники запасу міцності елементів колінчастого валу (корінної шийки  $n_{кш}$ , шатунної шийки  $n_{шш}$ , щоки  $n_{щ}$ ).

8. Порівняти отримані показники  $n_{кш}$ ,  $n_{шш}$ ,  $n_{щ}$  для двигуна з  $\gamma = 50^{\circ} \dots 90^{\circ}$ , зробити висновки щодо впливу кута розвалу між циліндрами на запас міцності колінчастого валу двигуна Yamaha XV250.

Для обробки великих масивів табличних даних використовувалась комп'ютерна програма Microsoft Excel 2010, яка має розвинений математичний апарат з використанням формул.

## 2.2 Особливості конструкції та технічна характеристика двигуна Yamaha XV250 Virago

Для дослідження обрано 4-тактний 2-циліндровий бензиновий двигун з V-подібним розташуванням циліндрів мотоцикла Yamaha XV250 Virago (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Двигун Yamaha XV250 Virago [13]

V-подібні 2-циліндрові двигуни Yamaha Virago мають різні модифікації, з різним кутом розвалу циліндрів:

–  $\gamma = 60^\circ$  для моделей XV125 і XV250;

–  $\gamma = 70^\circ$  для моделей XV400, XV500, XV535;

–  $\gamma = 75^\circ$  для моделей XV700, XV 750, XV920, XV1000, XV1100.

Цифри в назві моделі двигуна вказують на робочий об'єм двигуна. Отже, чим більший об'ємний (і потужний) двигун, тим кут розвалу циліндрів  $\gamma$  більший. Це дозволяє оптимізувати повітряне охолодження і забезпечує більше місця для встановлення карбюратора. Більший кут  $\gamma$  краще компенсує вібрації двигуна, а також досягається нижчий центр маси двигуна та всього мотоцикла, що є важливою особливістю круїзерного мотоцикла [6].

Цей мотоцикл з двигуном XV250 робочим  $250 \text{ см}^3$ , під різними назвами випускається з 1988 р. по наш час. Основні характеристики двигуна Yamaha XV250 наведені в таблиці 2.1.

Поршень з'єднаний з шатуном через поршневий палець плаваючого типу, завдяки чому палець одночасно має можливість прокручуватися як у бобишках поршня, так і у верхній головці шатуна, чим досягається рівномірний і зменшений його знос, зменшений розігрів, менші механічні втрати, зменшується ймовірність заїдання. Палець зафіксований від зміщення двома стопорними кільцями (див. рис. 2.2). На поршні 2 компресійних кільця і 1 маслоз'ємне кільце.

Стрижень шатуна двотаврового перетину, у поршневій та кривошипній головках шатуна запресовані втулки для покращення ковзання. Кривошипна головка нероз'ємна.

Колінчастий вал роз'ємний, складається з двох цапф і запресованого пальця кривошипа. Цапфа і палець мають отвори для подачі оливи.

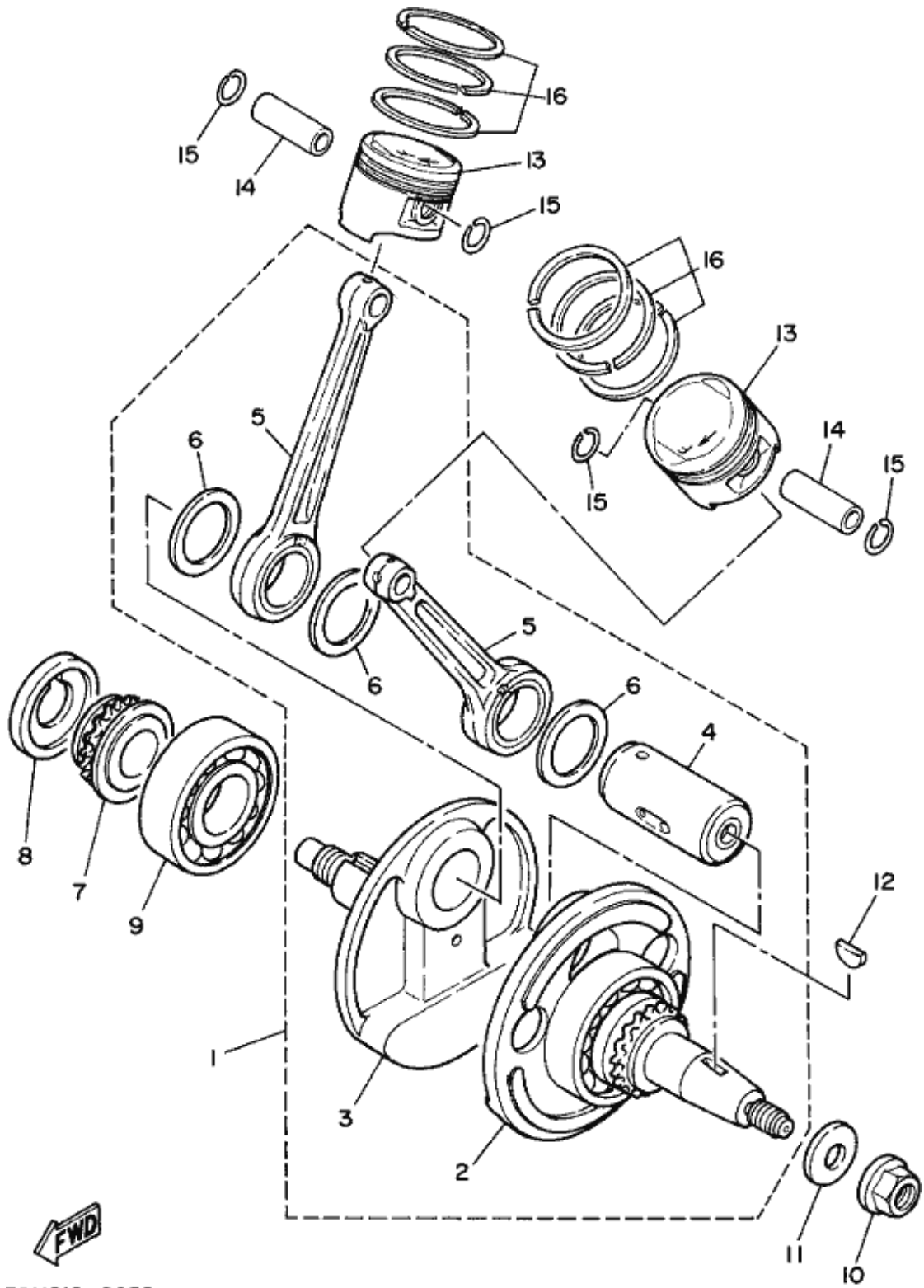
Циліндри і головки циліндрів виготовлені литтям з алюмінієвого сплаву, мають оребрення для охолодження навколишнім повітрям.

Двигуни Yamaha Virago використовують газорозподільний механізм (ГРМ) типу SOHC – з одним розподільним валом на кожен циліндр в головці

блоку циліндрів. Отже, у двоциліндровому мотоциклі Yamaha Virago всього два розподільні вали, по одному на кожен циліндр, і вони синхронізовані з обертанням колінчастого вала через два ланцюга приводу ГРМ [6].

Таблиця 2.1 – Основні параметри двигуна Yamaha XV250 [6, 7]

Технічні характеристики	Значення
1	2
Кількість циліндрів	4
Розташування циліндрів	V-подібне, з кутом розвалу циліндрів $\gamma = 60^\circ$
Привід клапанів	SOHC
Привід клапанів газорозподілу	ланцюговий
Кількість клапанів газорозподілу	4
Кількість клапанів на циліндр	2
Діаметр циліндра, мм	49
Хід поршня, мм	66
Робочий об'єм двигуна, см <sup>3</sup>	249
Ступінь стиснення	10,0
Максимальна потужність, к.с. (кВт)	23 (17,1)
Система живлення	Один карбюратор Mikuni BDS26 ( $\varnothing$ 26 мм)
Система запалювання	Транзисторна TCI
Акумуляторна батарея	12 В, 10 А·год
Свічка запалювання	NGK C6HSA ( $\varnothing$ 10 мм)
Пускова система	Електростартер Yamaha 2UJ потужністю 0,4 кВт
Максимальний обертальний момент, Н·м	21,7
Частота обертання при максимальній потужності, хв <sup>-1</sup>	8000
Частота обертання при максимальному обертальному моменту, хв <sup>-1</sup>	7500
Паливо	Бензин
Паливний насос	Вакуумного типу
Система охолодження	Повітряна
Витрата палива, л/100 км	3,5
Паливний бак, л	9,5
Моторна олива	20W40 SE/SF 10W30 SAESE/SF
Тиск в системі мащення максимальний, кПа	441...539
Кількість оливи в двигуні, л	1,8



1 – колінчастий вал в зборі; 2, 3 – цапфи; 4 – палець кривошипа; 5 – шатун; 6, 11 – шайба; 7 – зірочка; 8 – втулка; 9 – підшипник кочення; 10 – гайка; 12 – шпонка сегментна; 13 – поршень; 14 – палець поршневий; 15 – стопорне кільце; 16 – комплект поршневих кілець

Рисунок 2.2 – Кривошипно-шатунний механізм Yamaha XV250 [9, 12]

Впускні клапани мають тарілки діаметром 26 мм, випускні – діаметром 22 мм. Зазор клапанів на холодному двигуні 0,08...0,12 мм (впускний), 0,10...0,14 мм (випускний).

Діаметр стрижня клапана 5 мм. Висота кулачка розподільного валу 22 мм (впускний), 26,2 мм (випускний) [7].

Система мащення з мокрим картером, зі зміщуванням пар тертя під тиском і розбризкуванням (див. рис. 2.3). Масляний насос трохоїдального типу, на зовнішній шестерні 5 зубців, на внутрішній – 4. Масляний фільтр з паперовим фільтруючим елементом.

Електрична система – 12-вольтна, з магнето-генератором і акумуляторною батареєю. Система запалювання транзисторна. Базовий кут випередження запалювання  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 8^\circ$  до ПКВ при  $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ . Максимальний кут випередження запалювання сягає  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 27^\circ$  до ПКВ при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  (і більше) (див. рис. 2.4). Система випередження запалювання електрична [7].

### **2.3 Складання розрахункової схеми колінчастого валу двигуна Yamaha XV250**

Колінчастий вал двигуна Yamaha XV250 (рисунок 2.4) має однопрольотну конструкцію, з опорами у вигляді двох роликових підшипників кочення 93306-30640. До єдиної корінної шийки зовнішнім діаметром  $\varnothing 31$  мм чіпляються два шатуни. Корінна шийка пустотіла, із внутрішнім діаметром  $\varnothing 12$  мм, з отворами для подачі моторної оливи до шатунних підшипників ковзання.

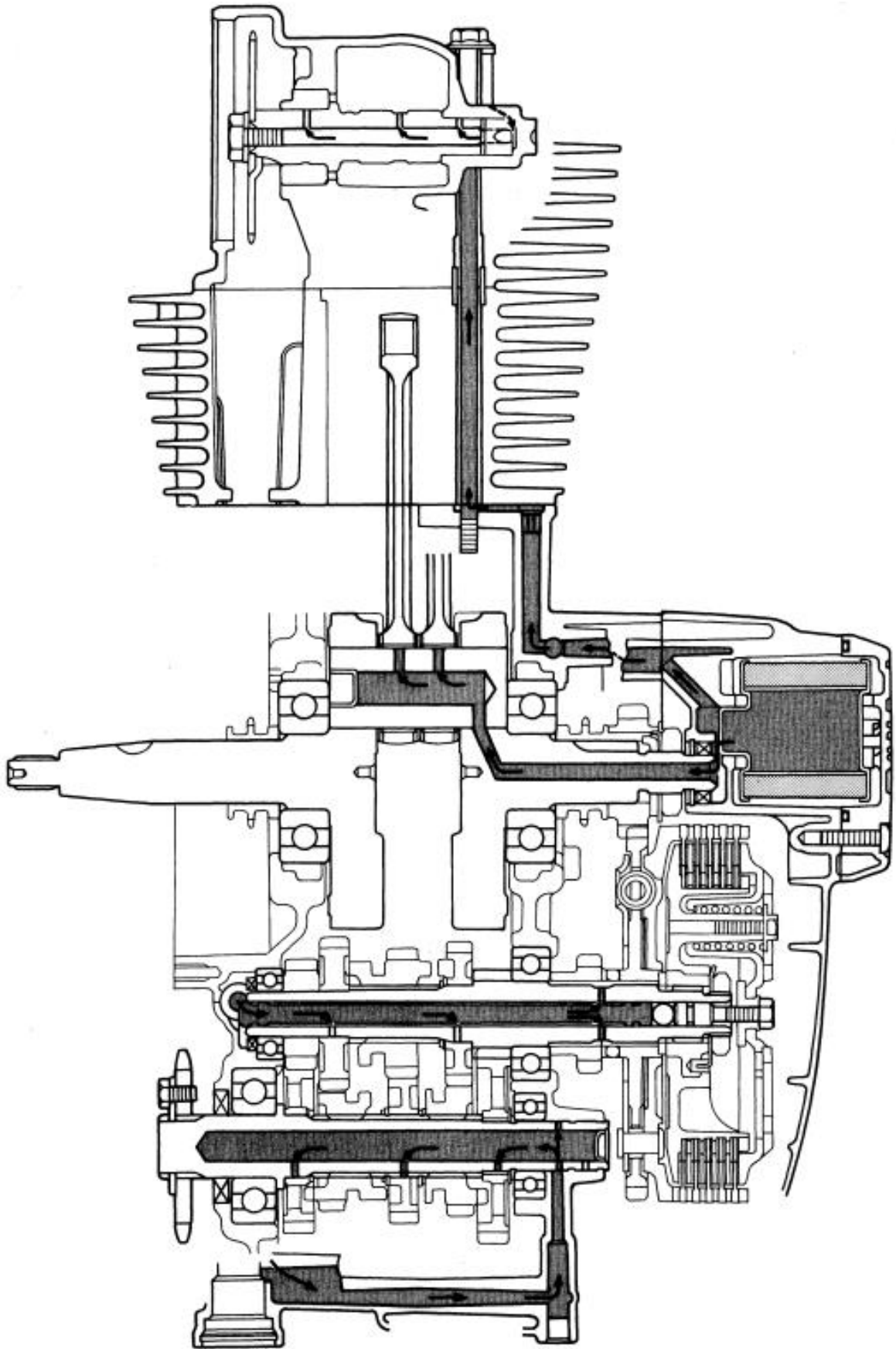
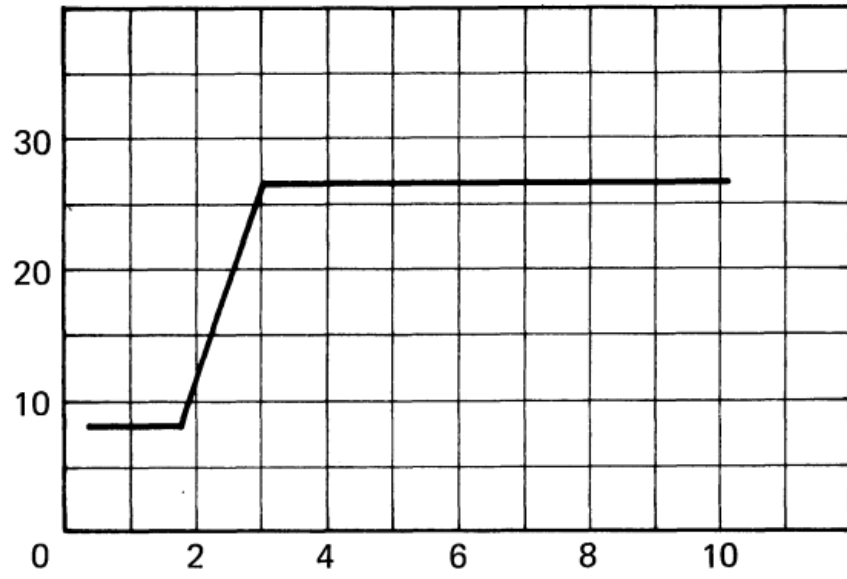


Рисунок 2.3 – Схема системи мащення двигуна Yamaha XV250 [8]

$\Delta\varphi_{\text{оп}} \text{ } ^\circ \text{ до ПКВ}$



$n \cdot 10^3, \text{ хв}^{-1}$

Рисунок 2.4 – Зміна кута випередження запалювання від частоти обертання колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 [7]

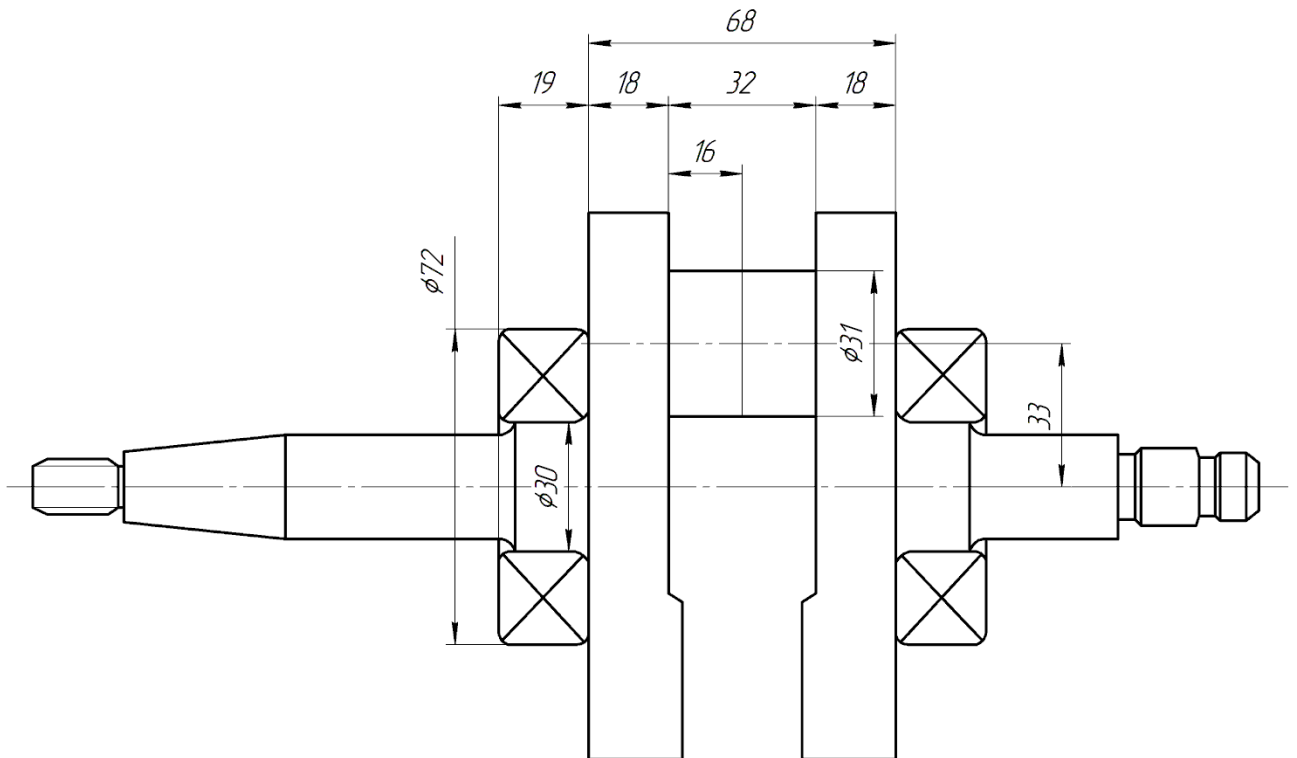


Рисунок 2.4 – Схема колінчастого валу двигуна Yamaha XV250

## 2.4 Висновки за розділом

В другому розділі розглянуто особливості конструкції та технічна характеристика двигуна Yamaha XV250, складено розрахункова схема колінчастого валу, розроблена методика, що дозволяє дослідити вплив кута розвалу циліндрів  $\gamma$  у V-подібного двигуна на запас міцності його колінчастого валу. Для дослідження вибрано кути розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ .

### 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ДВИГУНА YAMAHA XV250

#### 3.1 Підготовка даних для теплового розрахунку в програмі Engine Calculation

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

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

Кількість циліндрів  $i = 2$ .

Розташування циліндрів – V-подібне.

Діаметр циліндра  $D = 0,049$  м.

Хід поршня  $S = 0,066$  м.

Робочий об'єм циліндра  $V_h = 0,000124$  м<sup>3</sup>.

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.049^2 \cdot 0.066}{4} = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (3.1)$$

Площа поршня – площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, визначається за формулою

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3.14}{4} 0,049^2 = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (3.2)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,066}{2} = 0,033 \text{ м}. \quad (3.3)$$

Довжина шатуна  $L_{ш} = 0,138$  м, тоді відношення радіусу кривошипа до

довжини шатуна

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = 0,033 / 0,138 = 0,24. \quad (3.4)$$

Площа теплообміну поршня  $F_{п}'$  залежить від конфігурації днища. Для бензинових ДВЗ  $F_{п}' = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{п}$  [4]. Поршень двигуна Yamaha XV250 має заглиблення, тому

$$F_{п}' = 1,05 \cdot F_{п} = 1,05 \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.5)$$

Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ  $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{п}$  [4]. Тоді

$$F_k = 1,25 \cdot F_{п} = 1,25 \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 2,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (3.6)$$

Об'єм камери стиснення розраховуємо за формулою

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (3.7)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,049^2 \cdot 0,033 \cdot \frac{1}{10 - 1} = 13,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, тому  $p_k = p_o = 0,102 \text{ МПа}$ .

Температура повітря на вході в двигун  $T_k = T_o = 290 \text{ К}$ .

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 27 = 333 \text{ }^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.8)$$

де  $\Delta\varphi_{\text{оп}}$  – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання. Згідно даних рисунка 2.4 приймаємо  $\Delta\varphi_{\text{оп}} = 27^\circ$  ПКВ.

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{\text{сг}} = 333 + 50 = 383^\circ \text{ ПКВ}, \quad (3.9)$$

де  $\Delta\varphi_{\text{сг}} = 40 \dots 60^\circ$  – для бензинових ДВЗ [4].

Кутова швидкість обертання кривошипа визначається від частоти обертання колінчатого валу  $n$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 8000}{60} = 837,3 \text{ с}^{-1}. \quad (3.10)$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо як для номінального режиму  $\alpha = 0,83$ .

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 1,88 \cdot 10^{-3} \cdot 1,226 \cdot 0,774 = 118 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}, \quad (3.11)$$

де  $\rho_k$  – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{102300}{287 \cdot 290} = 1,226 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (3.12)$$

де  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \quad (3.13)$$

$$\eta_v = \frac{10}{10-1} \cdot \frac{10200 - 8160}{102000} \cdot \frac{290}{290 + 13 + 0,08 \cdot 1000} = 0,774;$$

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

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_k = 0,1 \cdot 102000 = 8160 \text{ Па}; \quad (3.14)$$

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

$\gamma = 0,08$  – коефіцієнт залишкових газів;

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

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{118 \cdot 10^{-6}}{0,83 \cdot 14,96} = 9,50 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}. \quad (3.15)$$

Середня температура стінок  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Оскільки у двигуна Yamaha XV250 поршень, циліндр, головка зроблені з алюмінієвого сплаву, згідно рекомендацій [4] приймаємо  $T_w = 450 \text{ К}$ .

Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 102000 - 8160 = 93840 \text{ Па}. \quad (3.16)$$

Початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r) = \frac{1}{1 + 0,08} (290 + 13 + 0,08 \cdot 1000) = 354,6 \text{ К}. \quad (3.17)$$

Початкова маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}} = (1 + 0,08) \cdot 118 \cdot 10^{-6} = 127,4 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (3.18)$$

Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{10}{10 - 1} \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 138,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (3.19)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (3.20)$$

$$93840 \cdot 138,2 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 127,4 \cdot 10^{-6} \cdot 354,6,$$

$$12,9687 = 12,9655.$$

Похибка розрахунку за рівнянням стану складає 0,024 %.

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:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_{п}, \quad (3.21)$$

$$m_A = (60 + 0,25 \cdot 60) \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 0,141 \text{ кг},$$

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

Величини  $m'_п$  і  $m'_ш$  визначаємо на основі вимірювань маси деталей реального двигуна (див. розділ 2.2).

За розрахованими даними заповнюємо таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку циклу двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
Тип двигуна		
1. Теплота згорання палива	44000000	$H_{\text{ут}}$ , Дж/кг
2. Показник процесу згорання	3,5	$m_1$
Конструктивні дані		
3. Кількість циліндрів	2	$i$
4. Рядний (1); V-подібний (0)	0	–
5. Діаметр циліндра	0,049	$D$ , м
6. Площа поршня	$1,88 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{п}}$ , м <sup>2</sup>
7. Радіус кривошипа	0,033	$r_{\text{к}}$ , м
8. Відношення $\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$	0,24	$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	$1,98 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{п}}'$ , м <sup>2</sup>
10. Площа теплообміну кришки	$2,36 \cdot 10^{-3}$	$F_{\text{к}}$ , м <sup>2</sup>
11. Об'єм камери стиснення	$13,8 \cdot 10^{-3}$	$V_{\text{с}}$ , м <sup>3</sup>
Наддув		
12. Тиск наддуву	102000	$p_{\text{к}}$ , Па
13. Температура повітря	290	$T_{\text{к}}$ , К
Регульовальні дані		
14. Кут початку згорання	333	$\varphi_{\text{с}}$ , град.
15. Кут кінця згорання	383	$\varphi_{\text{з}}$ , град.
Режимні дані		
16. Кутова швидкість валу	837,3	$\omega$ , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,83	$\alpha$
18. Циклова подача палива	$9,50 \cdot 10^{-6}$	$\Delta m_{\text{тц}}$ , кг/цикл
19. Середня температура стінок	450	$T_{\text{w}}$ , К
Початкові умови		
20. Тиск	93840	$p_{\text{а}}$ , Па
21. Температура	354,6	$T_{\text{а}}$ , К
22. Маса робочого тіла	$127,4 \cdot 10^{-6}$	$m_{\text{а}}$ , кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	$138,2 \cdot 10^{-6}$	$V_{\text{а}}$ , м <sup>3</sup>
Дані до динамічного розрахунку		
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,141	$m_{\text{А}}$ , кг
Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$ , град.

Магістрант

Віталій ВОДЯНИЙ

Керівник

Георгій СЛИНЬКО

Таблиця 3.2 – Протокол теплового розрахунку двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі

φ, °ПКВ	p, Па	T, К	m, кг	V, м <sup>3</sup>
180	91 095,4	354,6	0,000127	0,000138
190	91 876,1	355,8	0,000127	0,000137
200	94 046,8	358,5	0,000127	0,000135
210	97 767,7	362,8	0,000127	0,000131
220	103 326,6	368,9	0,000127	0,000126
230	111 179,9	377,0	0,000127	0,000120
240	122 023,1	387,4	0,000127	0,000112
250	136 909,7	400,6	0,000127	0,000104
260	157 451,8	417,1	0,000127	0,000094
270	186 163,9	437,8	0,000127	0,000083
280	227 060,7	463,4	0,000127	0,000072
290	286 709,0	495,4	0,000127	0,000061
300	376 057,9	535,2	0,000127	0,000050
310	513 410,8	584,6	0,000127	0,000040
320	728 088,9	645,3	0,000127	0,000031
330	1 059 310,1	717,0	0,000127	0,000024
340	1 535 703,7	798,3	0,000127	0,000018
350	2 518 982,6	1 059,8	0,000128	0,000015
360	5 566 926,7	2 110,2	0,000131	0,000014
370	7 795 683,9	3 098,1	0,000135	0,000015
380	6 524 001,4	3 157,2	0,000137	0,000018
390	4 553 296,7	2 868,3	0,000137	0,000024
400	3 155 037,7	2 602,4	0,000137	0,000031
410	2 245 362,2	2 379,5	0,000137	0,000040
420	1 658 788,7	2 197,0	0,000137	0,000050
430	1 273 785,4	2 048,3	0,000137	0,000061
440	1 014 436,8	1 926,9	0,000137	0,000072
450	835 060,4	1 827,5	0,000137	0,000083
460	708 044,3	1 745,8	0,000137	0,000094
470	616 367,9	1 678,5	0,000137	0,000104
480	549 283,3	1 622,9	0,000137	0,000112
490	499 841,5	1 577,3	0,000137	0,000120
500	463 461,0	1 539,8	0,000137	0,000126
510	437 084,9	1 509,5	0,000137	0,000131
520	418 677,2	1 485,3	0,000137	0,000135
530	406 919,3	1 466,6	0,000137	0,000137
540	395 516,1	1 454,1	0,000137	0,000138

Yamaha XV250

Дата:03.10.2024

$L_i = 159,118563$  Дж/цикл

$p_i = 1282386,873125$  Па

$KKD_i = 0,500374$

$g_i = 0,214934$  кг/(кВт\*год)

### 3.2 Контроль і аналіз результатів теплового розрахунку

Проведено розрахунок циклу двигуна Yamaha XV250 в комп'ютерній програмі Engine Calculation, результати розрахунку отримано у вигляді протоколу (таблиця 3.2). Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах  $\phi$  повороту кривошипа колінчатого валу (ПКВ). З метою скорочення протокол подано з кроком запису  $10^\circ$  ПКВ, тільки для процесів стиснення та розширення.

В результаті розрахунку циклу двигуна Yamaha XV250 визначено основні циклові індикаторні показники:

- індикаторна робота  $L_i = 159,119$  Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск  $p_i = 1,282$  МПа;
- індикаторний ККД  $\eta_i = 0,5$ ;
- питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,2149$  кг/(кВт·год).

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 2 \cdot 159,119 \cdot \frac{8000}{2 \cdot 60} \cdot 0,8 = 16,973 \text{ кВт}, \quad (3.22)$$

де  $\eta_m = 0,8$  – прийнятий механічний ККД бензинового двигуна.

Ефективну питому витрату палива розраховуємо за формулою

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 0,2149 / 0,8 = 0,2686 \text{ кг/(кВт·год)}. \quad (3.23)$$

Середній ефективний тиск:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,2149 \cdot 0,8 = 1,026 \text{ МПа.} \quad (3.24)$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,5 \cdot 0,8 = 0,4. \quad (3.25)$$

Розраховані похибки складають: за ефективною потужністю 0,7 %, за середнім ефективним тиском 0,4 % (у порівнянні з вихідними даними до розрахунку).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна, є тиск і температура робочого тіла. З протоколу теплового розрахунку визначаємо величину максимального тиску  $p_{\max} = 7,812 \text{ МПа}$  (при  $371^\circ \text{ ПКВ}$ ) і максимальної температури  $T_{\max} = 3231,5 \text{ К}$  (при  $375^\circ \text{ ПКВ}$ ). Ці величини не перевищують максимально допустимі для бензинових ДВЗ [4], тобто на номінальному режимі забезпечується надійна тривала робота двигуна.

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

### 3.3 Висновки за розділом

Розраховані індикаторні показники двигуна Yamaha XV250 відповідають відповідним показникам ДВЗ аналогічних конструкцій, а також вимогам [4]. Розраховані ефективні показники двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі: ефективна потужність  $N_e = 16,973 \text{ кВт}$ ; ефективна питома витрата палива  $g_e = 0,2686 \text{ кг/(кВт·год)}$ ; середній ефективний тиск  $p_e = 1,026 \text{ МПа}$ ; ефективний ККД  $\eta_e = 0,4$ . Розраховані ефективні показники двигуна відрізняються від вихідних величин не більше, ніж на 0,7 %, що

свідчить про правильність виконаного теплового розрахунку.

За результатами теплового розрахунку виконуємо динамічний розрахунок двигуна Yamaha XV250.

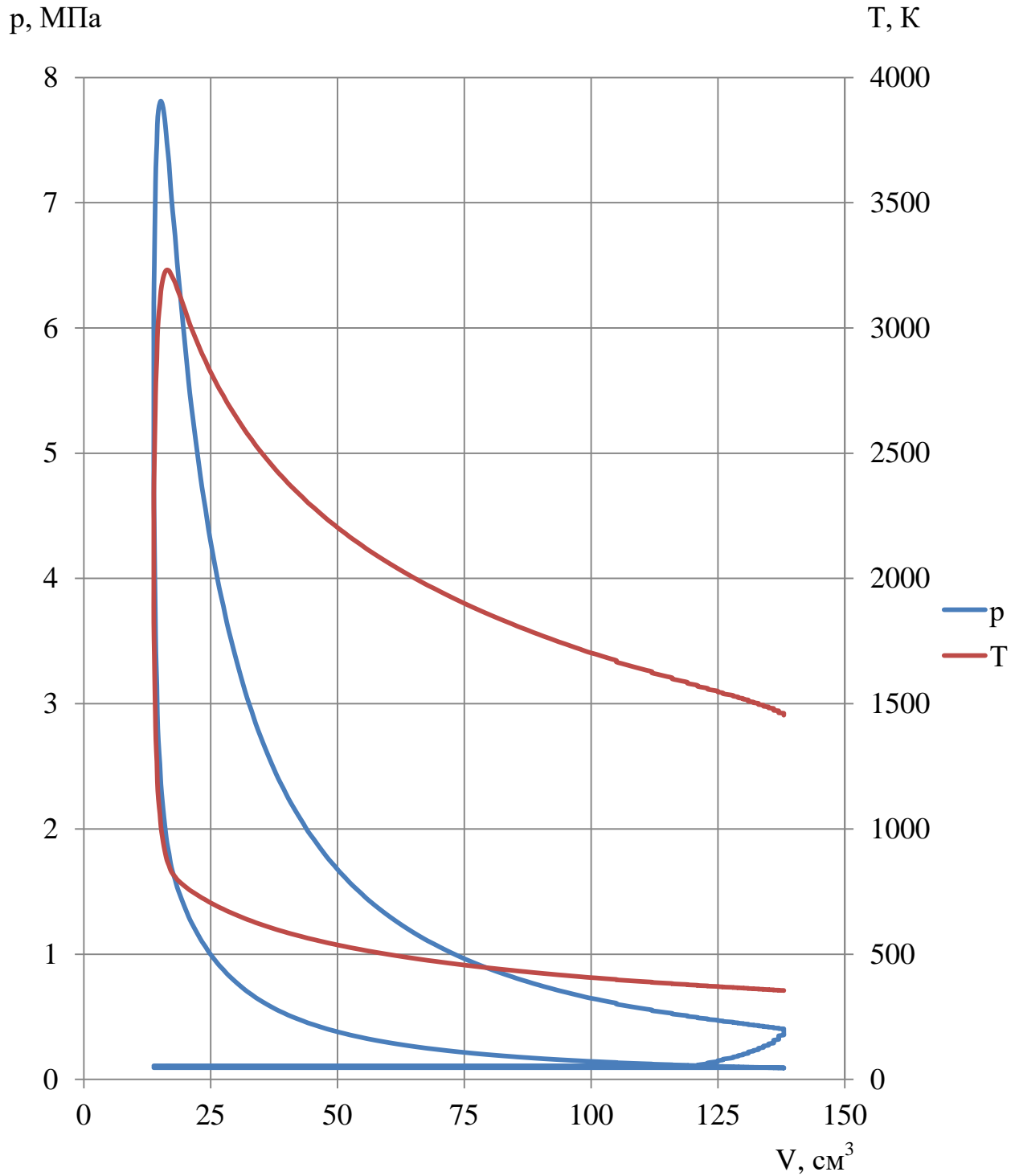


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма тиску  $p(V)$  та температури  $T(V)$  робочого тіла в циліндрі двигуна Yamaha XV250

## 4 РОЗРАХУНОК СИЛ ТА МОМЕНТІВ, ДІЮЧИХ НА ПОРШЕНЬ, ШАТУН, ШАТУННУ ШИЙКУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДВИГУНА YAMAHA XV250 НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

В розділі виконуємо розрахунок сил та моментів, що діють на поршень, шатун, шатунну шийку колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі роботи. Ці дані безпосередньо не залежать від компонування циліндрів між собою, але є необхідними для подальшого дослідження впливу кута розвалу циліндрів на корінну шийку колінчастого валу.

### 4.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи [2]

$$m_{\pi} = m'_{\pi} \cdot F_{\pi}, \quad (4.1)$$

$$m_{\pi} = 60 \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 0,113 \text{ кг},$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\pi}, \quad (4.2)$$

$$m_{\text{ш}} = 60 \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 0,113 \text{ кг},$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (4.3)$$

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot 0,113 = 0,028 \text{ кг.}$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot m_{\text{ш}}, \quad (4.4)$$

$$m_{\text{шк}} = 0,75 \cdot 0,113 = 0,085 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}}' \cdot F_{\text{п}}, \quad (4.5)$$

$$m_{\text{к}} = 175 \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} = 0,329 \text{ кг.}$$

де  $m_{\text{к}}' = m_{\text{к}} / F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$  [2]. З огляду на конструкцію колінчастого валу двигуна, приймаємо  $m_{\text{к}}' = 175 \text{ кг/м}^2$ .

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{j}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}}, \quad (4.6)$$

$$m_{\text{j}} = 0,113 + 0,028 = 0,141 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}}, \quad (4.7)$$

$$m_{\text{R}} = 0,329 + 0,085 = 0,414 \text{ кг.}$$

## 4.2 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

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

$$K_R = -0,414 \cdot 0,033 \cdot 837,3^2 = -9578,0 \text{ Н},$$

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

$r_k$  – радіус кривошипу, м;

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

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{\text{шт}}} = -m_{\text{шт}} \cdot r_k \cdot \omega^2; \quad (4.9)$$

$$K_{R_{\text{шт}}} = -0,085 \cdot 0,033 \cdot 837,3^2 = -1957,3 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (4.10)$$

$$K_{R_k} = -0,329 \cdot 0,033 \cdot 837,3^2 = -7611,5 \text{ Н}.$$

### 4.3 Розрахунок основних сил

Значення сил, що діють на поршень (осьова сила  $P$ , бічна сила  $N$ ), та шатун ( $S$ ), на шатунну шийку від одного циліндра (нормальна  $K$ , тангенціальна  $T$ ), обертальний момент на кривошипі від одного циліндра ( $M$ ) знаходимо двома способами: аналітично і за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation. Результати розрахунків представлені у вигляді протоколу (таблиця

4.1).

В протоколі динамічного розрахунку чисельні дані записані в діапазоні зміни кута повороту валу від  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = 720^\circ$  (повний цикл для чотиритактних ДВЗ) з кроком запису  $\Delta\varphi = 20^\circ$ . Проводимо розрахунок для кута  $\varphi = 380^\circ$  ПКВ, для інших кутів розрахунки виконано аналогічно за формулами 4.1–4.17.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\Pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (4.11)$$

$$P = (6524001,4 - 102000) \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} - \\ - 0,141 \cdot 0,033 \cdot 837,3^2 \cdot (\cos 380^\circ + 0,24 \cdot \cos 760^\circ) = 8409,6 \text{ Н},$$

де  $m_A = 0,141$  кг – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки А.

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.12)$$

$$N = 8409,6 \cdot \operatorname{tg} 4,71^\circ = 692,64 \text{ Н}$$

де  $\beta$  – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin \varphi), \quad (4.13)$$

$$\beta = \arcsin(0,24 \cdot \sin 380^\circ) = 4,71^\circ = 0,082 \text{ рад.}$$

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}, \quad (4.14)$$

$$S = \frac{8409,6}{\cos 4,71^\circ} = 8438,08 \text{ Н.}$$

Таблиця 4.1 – Протокол динамічного розрахунку двигуна Yamaha XV250

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-4 059,0	0,0	-4 059,0	0,0	-4 059,0	0,0
20	-3 679,1	-303,0	-3 691,6	-1 543,1	-3 353,6	-50,9
40	-2 648,9	-413,6	-2 681,0	-2 019,5	-1 763,3	-66,6
60	-1 253,6	-266,4	-1 281,6	-1 218,9	-396,1	-40,2
80	155,2	37,8	159,7	159,4	-10,2	5,3
100	1 288,1	313,3	1 325,7	1 214,1	-532,2	40,1
120	2 008,5	426,8	2 053,3	1 526,0	-1 373,8	50,4
140	2 348,9	366,8	2 377,4	1 228,9	-2 035,1	40,6
160	2 451,6	201,9	2 459,9	648,8	-2 372,8	21,4
180	2 460,0	0,0	2 460,0	0,0	-2 460,0	0,0
200	2 452,0	-202,0	2 460,3	-648,9	-2 373,2	-21,4
220	2 366,8	-369,5	2 395,4	-1 238,2	-2 050,6	-40,9
240	2 061,5	-438,0	2 107,5	-1 566,3	-1 410,1	-51,7
260	1 407,7	-342,4	1 448,8	-1 326,9	-581,7	-43,8
280	405,7	-98,7	417,5	-416,6	-26,7	-13,7
300	-723,0	153,6	-739,2	703,0	-228,5	23,2
320	-1 456,5	227,4	-1 474,1	1 110,4	-969,6	36,6
340	-968,4	79,8	-971,7	406,2	-882,7	13,4
360	6 230,4	0,0	6 230,4	0,0	6 230,4	0,0
380	8 409,6	692,6	8 438,1	3 527,1	7 665,5	116,4
400	3 106,2	485,0	3 143,8	2 368,1	2 067,7	78,1
420	1 688,5	358,8	1 726,2	1 641,7	533,5	54,2
440	1 885,9	458,7	1 940,9	1 936,9	-124,3	63,9
460	2 442,8	594,2	2 514,1	2 302,5	-1 009,4	76,0
480	2 864,7	608,7	2 928,7	2 176,6	-1 959,5	71,8
500	3 043,8	475,3	3 080,7	1 592,5	-2 637,2	52,6
520	3 062,3	252,2	3 072,7	810,4	-2 963,9	26,7
540	3 032,3	0,0	3 032,3	0,0	-3 032,3	0,0
560	2 798,7	-230,5	2 808,2	-740,6	-2 708,8	-24,4
580	2 476,0	-386,6	2 506,0	-1 295,4	-2 145,2	-42,7
600	2 036,5	-432,7	2 082,0	-1 547,3	-1 393,0	-51,1
620	1 316,2	-320,2	1 354,5	-1 240,6	-543,8	-40,9
640	183,3	-44,6	188,6	-188,2	-12,1	-6,2
660	-1 225,6	260,4	-1 252,9	1 191,6	-387,3	39,3
680	-2 620,8	409,2	-2 652,6	1 998,1	-1 744,6	65,9
700	-3 651,1	300,7	-3 663,4	1 531,3	-3 328,0	50,5
720	-4 031,0	0,0	-4 031,0	0,0	-4 031,0	0,0

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos 4,7^\circ} \quad (4.15)$$

$$T = 8409,6 \cdot \frac{\sin(380^\circ + 4,71^\circ)}{0,99701} = 3527,12 \text{ Н.}$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (4.16)$$

$$K = 8409,6 \cdot \frac{\cos(380^\circ + 4,71^\circ)}{\cos 4,7^\circ} = 7665,54 \text{ Н.}$$

Крутний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k, \quad (4.17)$$

$$M = 3527,12 \cdot 0,033 = 116,39 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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  $\varphi$ .

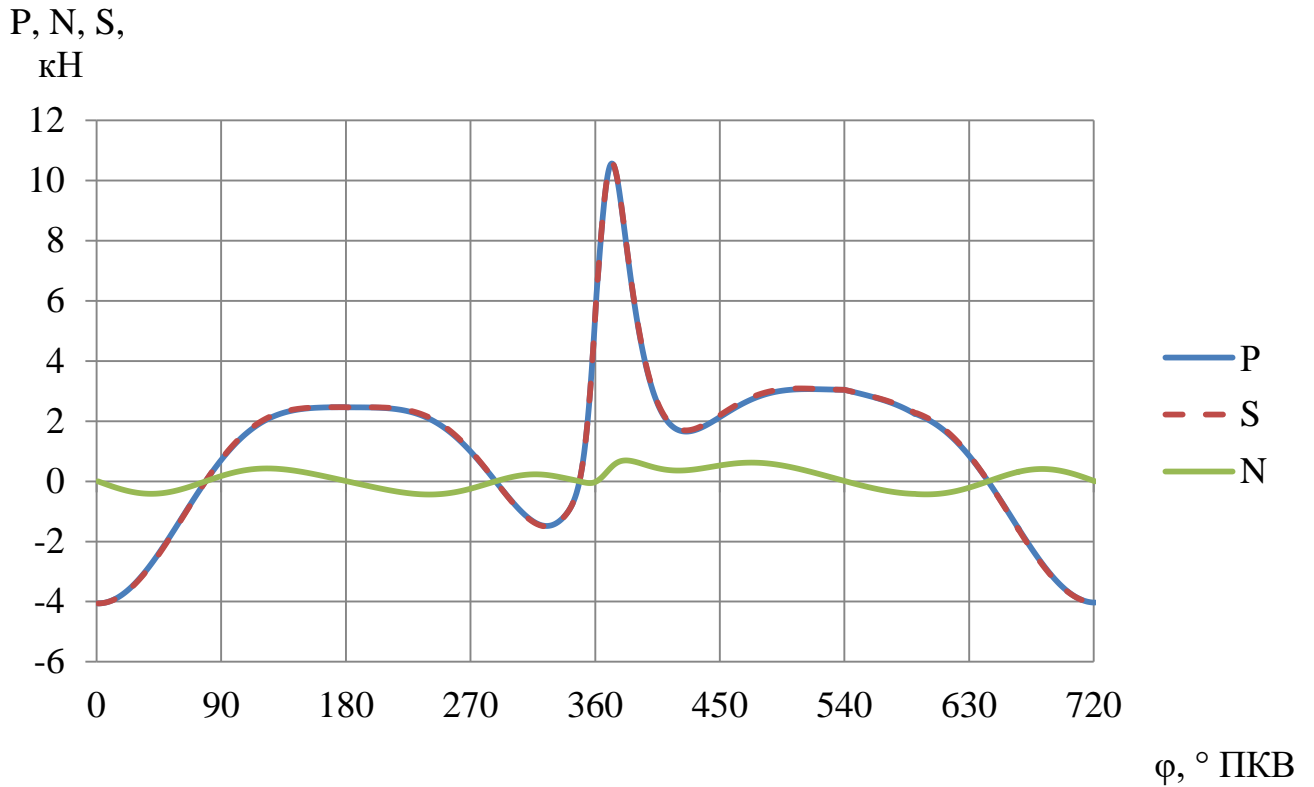


Рисунок 4.1 – Сили, що діють на поршень (сумарна сила, що діє на поршень P; бокова сила, що діє на поршень N) та сила S, що діє вздовж шатуна двигуна Yamaha XV250

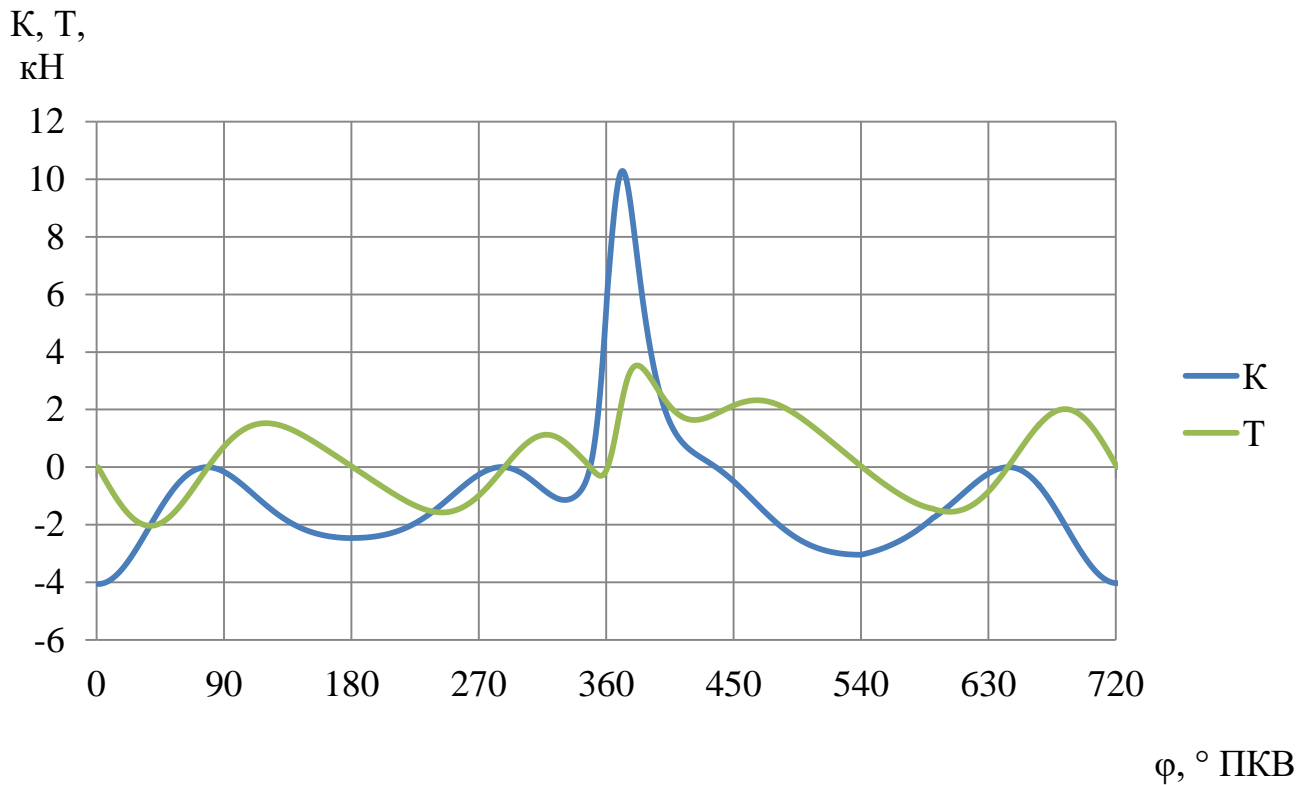


Рисунок 4.2 – Сили, що діють на кривошип (нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі K; тангенціальна сила, що діє на кривошип T) двигуна Yamaha XV250

#### 4.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

За формулами (2.2), (2.4) розраховуємо сумарні сили  $T_{\Sigma}$  і  $P_{k\Sigma}$ . Тут і далі наведено розрахунок для двигуна з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , для кута повороту кривошипа  $\varphi = 380^\circ$  ПКВ. Для інших кутів розрахунки аналогічні, результати заносимо до таблиці 4.2. Таблиця 4.2 подана в скороченому вигляді, з кроком  $\varphi = 20^\circ$  ПКВ, для зменшення обсягу. Розрахунки виконувались в таблиці з кроком  $\varphi = 5^\circ$  ПКВ.

Приймаємо зміщення для сил, що діють на правий циліндр ( $T_{\text{п}}, K_{\text{п}}$ ) відносно сил, що діють на лівий циліндр ( $T_{\text{л}}, K_{\text{л}}$ ) на кут  $360^\circ + \gamma$  (де  $\gamma = 50^\circ, \gamma = 60^\circ, \gamma = 70^\circ, \gamma = 75^\circ, \gamma = 80^\circ, \gamma = 90^\circ$ ). При зміщенні  $420^\circ$  ( $360^\circ + 60^\circ$ )

$$T_{\Sigma} = T_{\text{л}} + T_{\text{п}} = 3527,1 + 1998,1 = 5525,2 \text{ Н} \quad (4.18)$$

$$P_{k\Sigma} = K_{\text{л}} + K_{\text{п}} + 2 \cdot K_{R_{\text{ш}}}, \quad (4.19)$$

$$P_{k\Sigma} = 7665,5 + (-1744,6) + 2 \cdot (-1957,3) = 2006,3 \text{ Н},$$

де  $K_{R_{\text{ш}}} = -1957,3 \text{ Н}$  – сила інерції обертальних мас шатуна.

За формулою (2.1) розраховуємо результуючу силу  $R_{\text{шш}\Sigma}$ , діючу на шатунну шийку,

$$R_{\text{шш}\Sigma} = \sqrt{T_{\Sigma}^2 + P_{k\Sigma}^2} = \sqrt{5525,2^2 + 2006,3^2} = 5878,2 \text{ Н}. \quad (4.20)$$

Аналогічним чином розраховуємо значення сил  $R_{\text{шш}\Sigma}$  для двигуна зі зміненим кутом розвалу циліндрів ( $\gamma = 50^\circ, \gamma = 70^\circ, \gamma = 75^\circ, \gamma = 80^\circ, \gamma = 90^\circ$ ). Результати заносимо до таблиці 4.3.

Графічна побудова сили  $R_{\text{шш}}$  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  $R_{\text{шш}}$  з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Таблиця 4.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , Н

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$K_L$	$K_{II}$	$K_\Sigma$	$T_\Sigma$	$P_{K\Sigma}$	$R_{III\Sigma}$
0	-4 059,0	-228,5	-4287,5	703,0	-8202	8232,2
20	-3 353,6	-969,6	-4323,2	-432,7	-8238	8249,1
40	-1 763,3	-882,7	-2646,0	-1613,3	-6561	6756,1
60	-396,1	6 230,40	5834,3	-1218,9	1919,7	2273,9
80	-10,2	7 665,50	7655,3	3686,5	3740,7	5252
100	-532,2	2 067,70	1535,5	3582,3	-2379	4300,3
120	-1 373,8	533,5	-840,3	3167,7	-4755	5713,4
140	-2 035,1	-124,3	-2159,4	3165,9	-6074	6849,5
160	-2 372,8	-1 009,40	-3382,2	2951,3	-7297	7871
180	-2 460,0	-1 959,50	-4419,5	2176,6	-8334	8613,6
200	-2 373,2	-2 637,20	-5010,4	943,6	-8925	8974,7
220	-2 050,6	-2 963,90	-5014,5	-427,9	-8929	8939,3
240	-1 410,1	-3 032,30	-4442,4	-1566,3	-8357	8502,5
260	-581,7	-2 708,80	-3290,4	-2067,5	-7205	7495,8
280	-26,7	-2 145,20	-2172,0	-1712,0	-6087	6322,7
300	-228,5	-1 393,00	-1621,5	-844,3	-5536	5600,1
320	-969,6	-543,8	-1513,4	-130,2	-5428	5429,6
340	-882,7	-12,1	-894,8	218,0	-4809	4814,3
360	6 230,4	-387,3	5843,1	1191,6	1928,5	2267
380	7 665,5	-1 744,60	5920,9	5525,2	2006,3	5878,2
400	2 067,7	-3 328,00	-1260,3	3899,5	-5175	6479,6
420	533,5	-4 059,00	-3525,5	1641,7	-7440	7619
440	-124,3	-3 353,60	-3477,9	393,9	-7392	7403
460	-1 009,4	-1 763,30	-2772,7	283,0	-6687	6693,3
480	-1 959,5	-396,1	-2355,6	957,7	-6270	6342,9
500	-2 637,2	-10,2	-2647,4	1751,9	-6562	6791,8
520	-2 963,9	-532,2	-3496,1	2024,5	-7411	7682,3
540	-3 032,3	-1 373,80	-4406,1	1526,0	-8321	8459,5
560	-2 708,8	-2 035,10	-4743,9	488,3	-8658	8672,2
580	-2 145,2	-2 372,80	-4518,0	-646,6	-8433	8457,4
600	-1 393,0	-2 460,00	-3853,0	-1547,3	-7768	7920,2
620	-543,8	-2 373,20	-2917,0	-1889,4	-6832	7088,1
640	-12,1	-2 050,60	-2062,7	-1426,5	-5977	6145,1
660	-387,3	-1 410,10	-1797,3	-374,7	-5712	5724,2
680	-1 744,6	-581,7	-2326,3	671,3	-6241	6276,9
700	-3 328,0	-26,7	-3354,8	1114,7	-7269	7354,3
720	-4 059,0	-228,5	-4259,4	703,0	-8174	8204,2

Таблиця 4.3 – Значення результуючої сили, діючої на шатунну шийку  $R_{\text{шш}\Sigma}$ , при різних кутах повороту колінчастого валу двигуна Yamaha XV250, кН

$\varphi$ , ° ПКВ	$R_{\text{шш}\Sigma}$ ( $\gamma = 50^\circ$ )	$R_{\text{шш}\Sigma}$ ( $\gamma = 60^\circ$ )	$R_{\text{шш}\Sigma}$ ( $\gamma = 70^\circ$ )	$R_{\text{шш}\Sigma}$ ( $\gamma = 75^\circ$ )	$R_{\text{шш}\Sigma}$ ( $\gamma = 80^\circ$ )	$R_{\text{шш}\Sigma}$ ( $\gamma = 90^\circ$ )
0	8,6303	8232,2	7,9963	7,9711	8,0112	8,2605
20	8,4365	8249,1	7,8760	7,6923	7,5436	7,4171
40	5,5285	6756,1	6,9167	6,8474	6,7093	6,3447
60	6,0604	2273,9	3,9630	4,8742	5,2567	5,4631
80	3,2833	5252	6,8007	5,1889	2,3111	3,3413
100	4,5763	4300,3	4,3403	4,8150	5,7306	6,7896
120	6,0271	5713,4	5,4216	5,2494	5,0534	4,7793
140	7,3176	6849,5	6,4529	6,2853	6,1299	5,7922
160	8,3319	7871	7,3785	7,1388	6,9134	6,5226
180	8,9288	8613,6	8,2079	7,9773	7,7346	7,2397
200	9,1446	8974,7	8,7258	8,5680	8,3876	7,9645
220	9,0309	8939,3	8,8047	8,7159	8,6097	8,3377
240	8,4503	8502,5	8,4322	8,3818	8,3229	8,1719
260	7,3524	7495,8	7,5891	7,6211	7,6446	7,5797
280	5,9949	6322,7	6,5685	6,6661	6,7500	6,8851
300	5,1708	5600,1	5,9469	6,1410	6,3161	6,6135
320	5,0908	5429,6	5,8641	6,0835	6,2924	6,6500
340	4,9457	4814,3	5,0096	5,1920	5,4060	5,8657
360	2,1867	2267	2,3106	2,3167	2,3114	2,2637
380	5,5877	5878,2	5,9421	5,8932	5,7949	5,4694
400	6,5369	6479,6	6,1746	5,9383	5,6536	4,9705
420	7,2974	7619	7,6428	7,5653	7,4216	6,9524
440	6,6414	7403	7,9864	8,1896	8,3263	8,3611
460	5,9362	6693,3	7,5345	7,9392	8,3123	8,9163
480	6,1614	6342,9	6,8738	7,2369	7,6390	8,4795
500	7,1434	6791,8	6,7009	6,7845	6,9579	7,5399
520	8,1541	7682,3	7,2428	7,0721	6,9566	6,9497
540	8,8083	8459,5	8,0335	7,8046	7,5771	7,1783
560	8,8676	8672,2	8,3960	8,2259	8,0357	7,6099
580	8,5581	8457,4	8,3084	8,2108	8,0952	7,8051
600	7,9705	7920,2	7,8464	7,7946	7,7328	7,5723
620	7,0585	7088,1	7,0737	7,0545	7,0288	6,9619
640	5,9284	6145,1	6,2809	6,3245	6,3552	6,3870
660	5,3102	5724,2	6,0772	6,2247	6,3526	6,5544
680	5,9860	6276,9	6,6727	6,8803	7,0825	7,4488
700	7,4602	7354,3	7,4988	7,6460	7,8270	8,2400
720	8,6025	8204,2	7,9682	7,9431	7,9832	8,2327

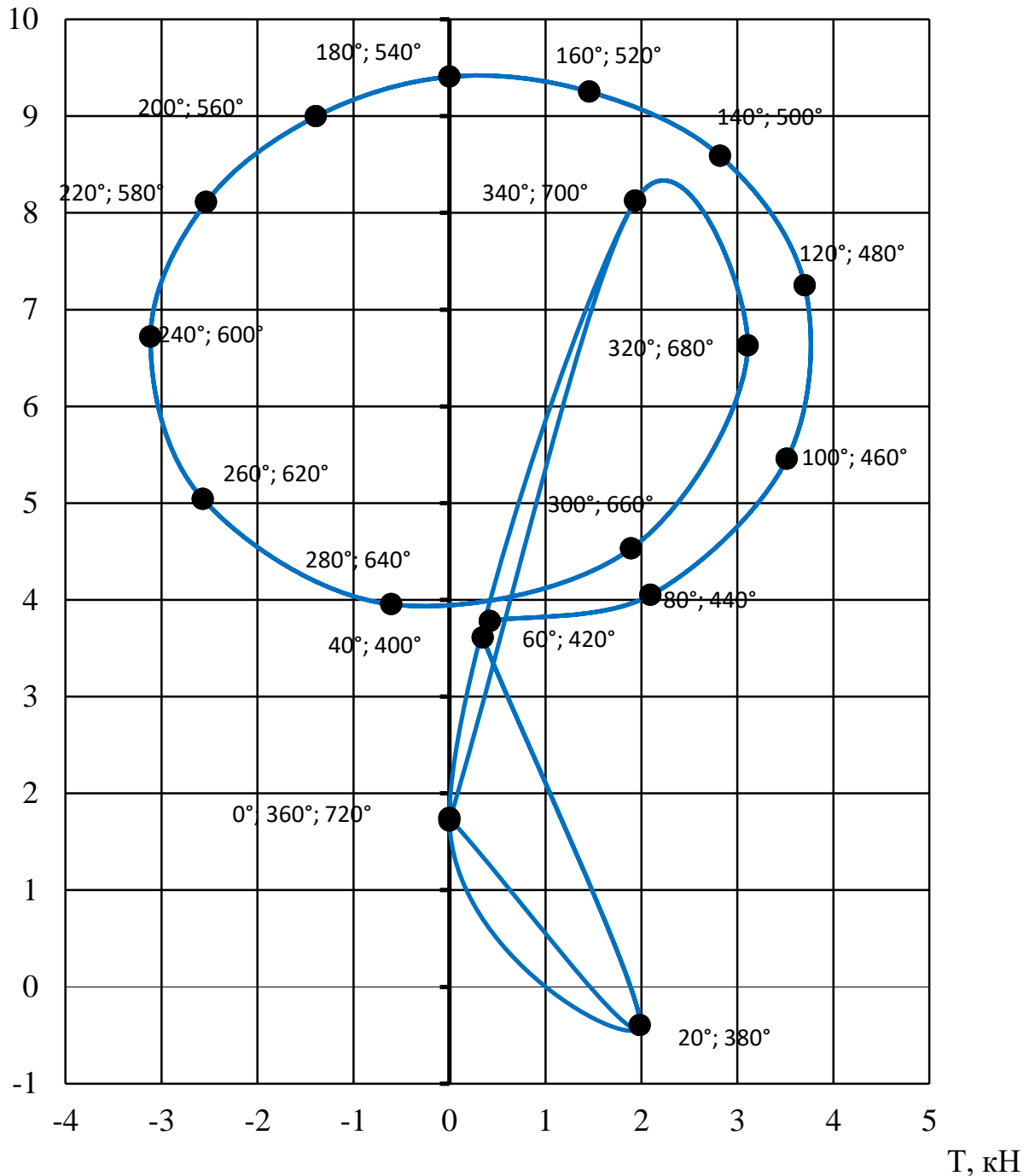
$P_k, \text{кН}$ 

Рисунок 4.3 – Діаграма навантаження на шатунну шийку (полярна діаграма) двигуна Yamaha XV250 з  $\gamma = 60^\circ$

Полярну діаграму (рисунок 4.3) перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 4.4).

З рисунку 4.4 і таблиці 4.3 визначаємо максимальні, мінімальні, середнє значення  $R_{\text{шш}}$  (див. табл. 4.4, рисунок 4.5). З отриманих даних видно, що по мірі

збільшення кута розвалу циліндрів  $\gamma$  у V-подібному 2-циліндровому двигуні значення сил  $R_{\text{шш}}$ , має тенденцію до зменшення, але ця залежність нелінійна (див. рис. 4.5).

$R_{\text{шш}}$ , кН

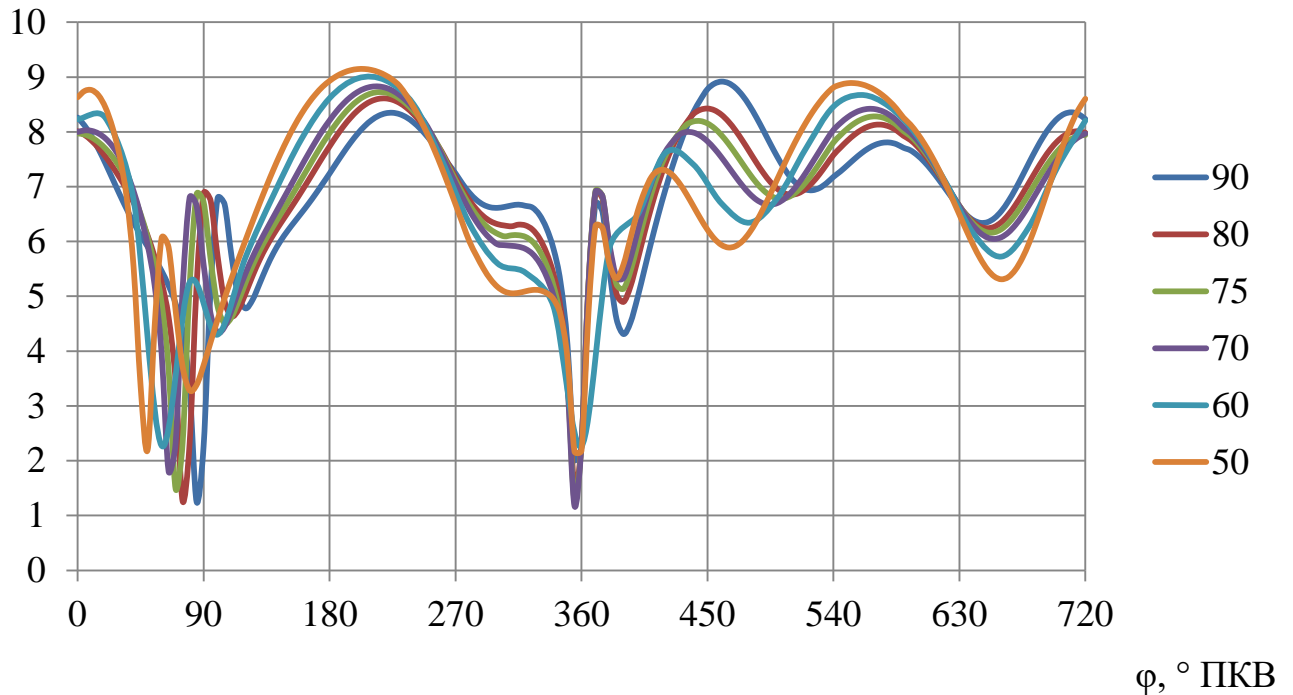


Рисунок 4.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$

Таблиця 4.4 – Максимальні, мінімальні, середнє значення навантаження, що діє на шатунну шийку  $R_{\text{шш}}$  двигуна Yamaha XV250, Н

Кут розвалу циліндрів $\gamma$	$R_{\text{шш}}$ (max)	$R_{\text{шш}}$ (min)	$R_{\text{шш}}$ (сер.)
$\gamma = 90^\circ$	8916,29	1250,90	6823,89
$\gamma = 80^\circ$	8609,66	1264,35	6848,98
$\gamma = 75^\circ$	8281,33	1487,83	6853,29
$\gamma = 70^\circ$	8828,34	1175,83	6851,29
$\gamma = 60^\circ$	8974,74	2267,00	6762,37
$\gamma = 50^\circ$	9146,35	2166,627	6774,17

$R_{\text{шш}} (\text{max}), \text{кН}$

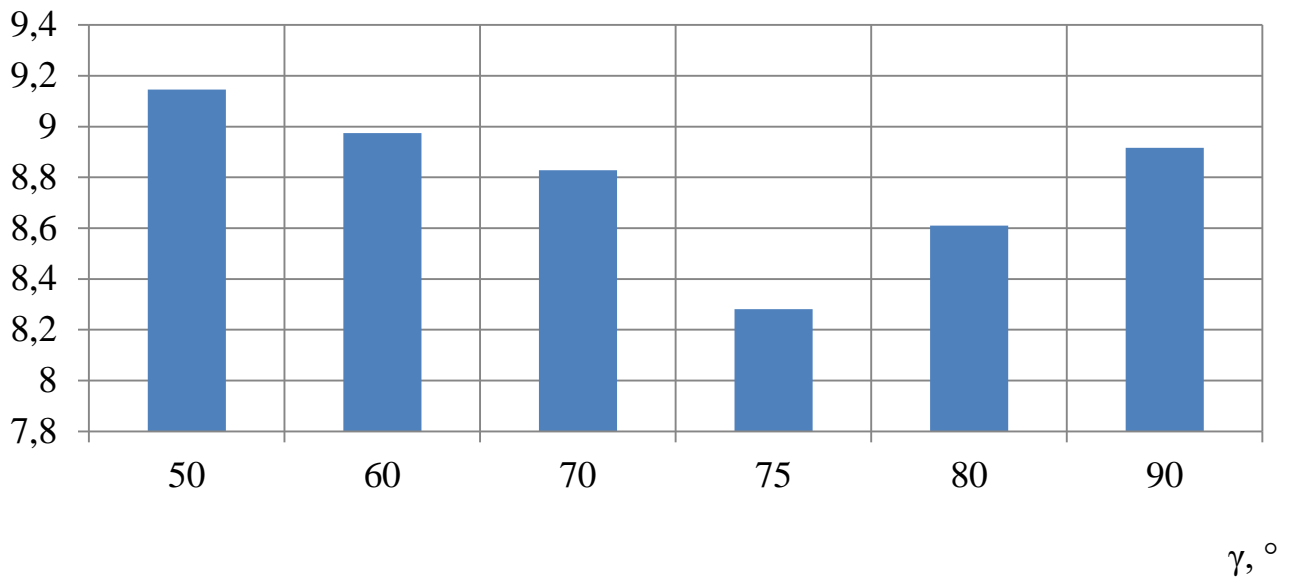


Рисунок 4.5 – Максимальні значення навантаження, що діє на шатунну шийку  $R_{\text{шш}}$  двигуна Yamaha XV250 при різних кутах розвалу циліндрів  $\gamma$

Для розрахунку колінчастого валу необхідно знати екстремуми сил ( $T_\Sigma$ ,  $K_\Sigma$ ), тому будемо їх діаграми (див. рисунки 4.6, 4.7).

$T_\Sigma, \text{Н}$

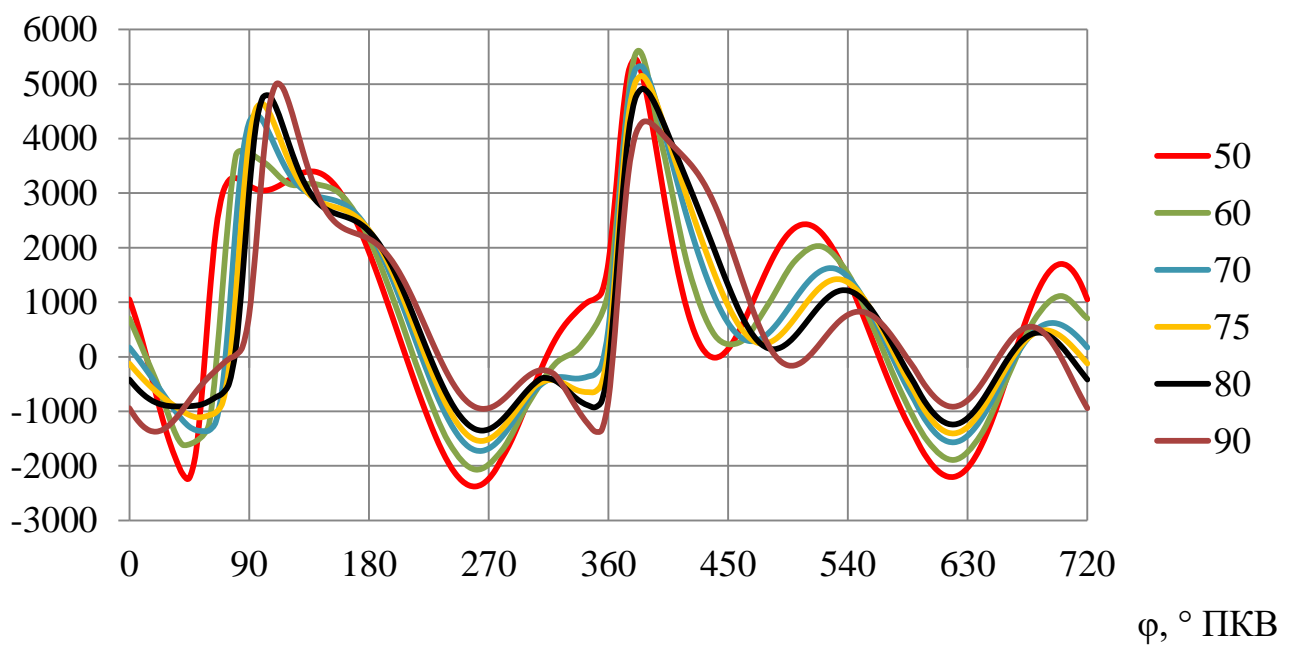


Рисунок 4.6 – Діаграма сил  $T_\Sigma$  двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$

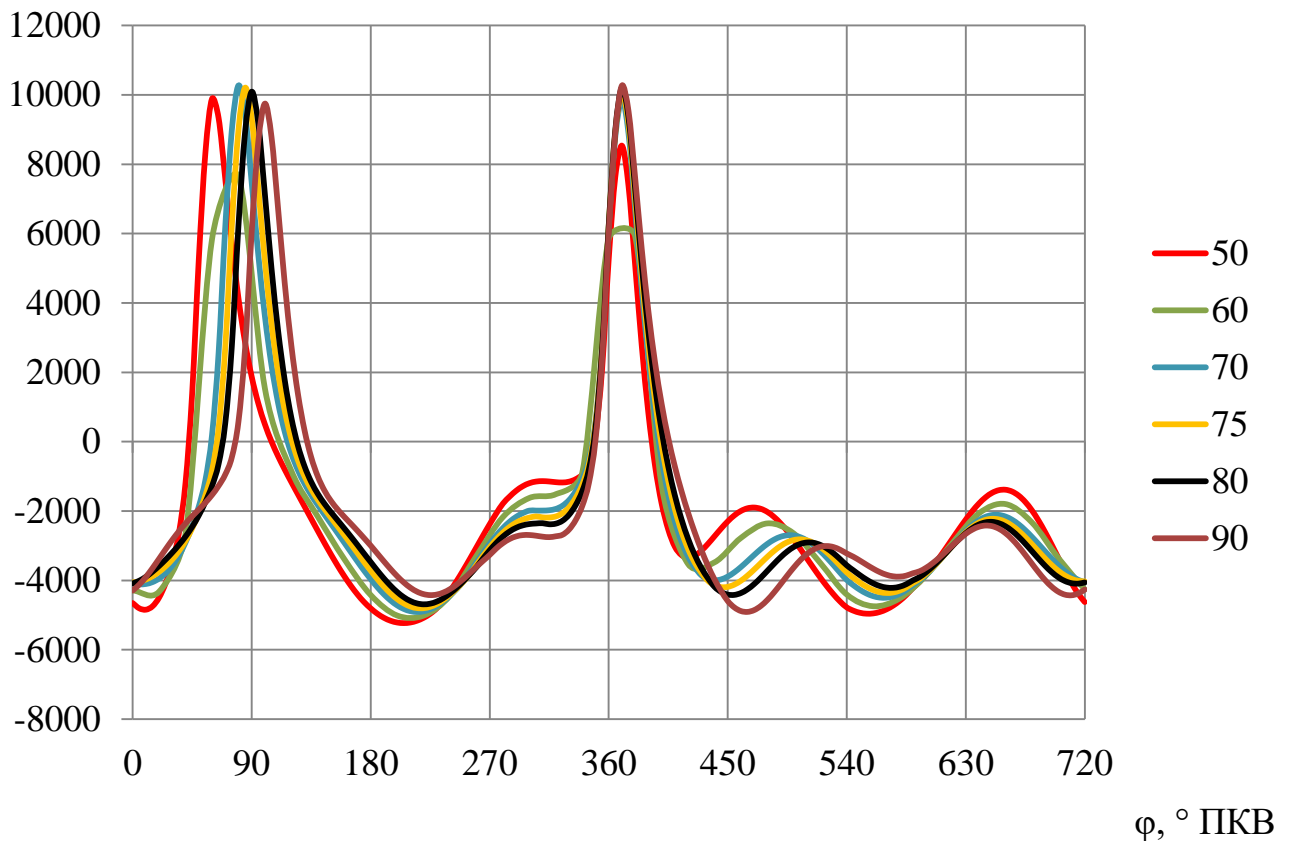
$K_{\Sigma}, \text{H}$ 


Рисунок 4.7 – Діаграма сил  $K_{\Sigma}$  двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^{\circ} \dots 90^{\circ}$

З рисунків 4.6, 4.7 визначаємо максимальні та мінімальні значення сил  $T_{\Sigma}$ ,  $K_{\Sigma}$  (див. табл. 4.5).

#### 4.5 Висновки до розділу

Виконано динамічний розрахунок 2-циліндрового опозитного двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^{\circ}$ , що працює на номінальному режимі.

Розраховано значення основних сил та обертового моменту на кривошипі від кута повороту кривошипа  $\varphi$ . Виконано приведення мас частин

кривошипно-шатунного механізму. Розраховано сили інерції обертальних мас а також сили, що діють на шатунну шийку колінчастого валу.

Таблиця 4.5 – Максимальні та мінімальні значення сил  $T_{\Sigma}$ ,  $K_{\Sigma}$  двигуна Yamaha XV250, Н

Кут розвалу циліндрів $\gamma$	$T_{\Sigma \max}$	$T_{\Sigma \min}$	$K_{\Sigma \max}$	$K_{\Sigma \min}$
$\gamma = 90^\circ$	4991,20	-1372,53	10269,22	-4906,87
$\gamma = 80^\circ$	4908,83	-1353,01	10218,81	-4687,77
$\gamma = 75^\circ$	5149,65	-1542,71	10206,55	-4799,65
$\gamma = 70^\circ$	5324,50	-1724,10	10201,07	-4908,59
$\gamma = 60^\circ$	5525,20	-2067,50	7655,30	-5014,50
$\gamma = 50^\circ$	5463,58	-2377,09	9885,18	-5229,44

Із розглянутих варіантів виконання двигуна Yamaha XV250 з різними кутами розвалу блоків циліндрів найбільш навантаженим силою  $R_{\text{шш}}$  є колінчастий вал двигуна з  $\gamma = 50^\circ$  (більше на 10,45 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 75^\circ$ ).

Найбільш навантаженим силою  $T_{\Sigma}$  є шатунна шийка двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 12,56 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ).

Найбільш навантаженим силою  $K_{\Sigma}$  є шатунна шийка двигуна з  $\gamma = 90^\circ$  (більше на 34,15 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 60^\circ$ ).

## 5 РОЗРАХУНОК СИЛ, ДІЮЧИХ НА КОРИННІ ШИЙКИ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

В розділі виконуємо розрахунок сил, що діють на корінні шийки колінчатого валу двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі роботи при різних значеннях кута розвалу циліндрів ( $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ).

Розраховуємо сумарні сили, діючі на коліно валу по радіусу кривошипа

$$K_{pk} = K_{\Sigma} + 2 \cdot K_{Rш} + K_{Rк}, \quad (5.1)$$

$$K_{pk} = 5920,9 + 2 \cdot (-1957,3) + (-7611,5) = -5605,2 \text{ Н.}$$

де  $K_{Rш}$  – сили інерції обертальних мас шатуна;

$K_{\Sigma}$  – сумарні сили, діючі на шатунну шийку по радіусу кривошипа від двох суміжних шатунів.

$$K_{\Sigma} = K_{л} + K_{п} = 7\,665,5 + (-1744,6) = 5920,9 \text{ Н} \quad (5.2)$$

Тут і далі наведено розрахунок для двигуна з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , для кута повороту кривошипа  $\varphi = 380^\circ$  ПКВ. Для інших кутів повороту кривошипа розрахунки аналогічні, результати заносимо до таблиці 5.1.

Приймаємо зміщення для сил, що діють на правий циліндр ( $K_{п}$ ) відносно сил, що діють на лівий циліндр ( $K_{л}$ ) на кут  $360^\circ + \gamma$  (де  $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ).

Сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н.

$$P_k = K_{\Sigma} + K_{Rш} = 5920,9 + (-1957,3) = 3963,6 \text{ Н,} \quad (5.3)$$

Таблиця 5.1 – Значення сил, діючих на кривошип на корінні шийки двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , Н

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$K_\Sigma$	$K_{pk}$	$P_k$	$T_\Sigma$	$R_k$	$R_{k,III\Sigma1} = R_{k,III\Sigma2}$
0	-4287,5	-15813,6	-6244,8	703,0	7643,9	-3821,9
20	-4323,2	-15849,3	-6280,5	-432,7	7623,8	-3811,9
40	-2646,0	-14172,1	-4603,3	-1613,3	7780,6	-3890,3
60	5834,3	-5691,8	3877,0	-1218,9	7708,5	-3854,2
80	7655,3	-3870,8	5698,0	3686,5	8457,3	-4228,6
100	1535,5	-9990,6	-421,8	3582,3	8412,4	-4206,2
120	-840,3	-12366,4	-2797,6	3167,7	8244,3	-4122,2
140	-2159,4	-13685,5	-4116,7	3165,9	8243,6	-4121,8
160	-3382,2	-14908,3	-5339,5	2951,3	8163,6	-4081,8
180	-4419,5	-15945,6	-6376,8	2176,6	7916,6	-3958,3
200	-5010,4	-16536,5	-6967,7	943,6	7669,8	-3834,9
220	-5014,5	-16540,6	-6971,8	-427,9	7623,5	-3811,8
240	-4442,4	-15968,5	-6399,7	-1566,3	7771,0	-3885,5
260	-3290,4	-14816,5	-5247,7	-2067,5	7887,3	-3943,6
280	-2172,0	-13698,1	-4129,3	-1712,0	7801,7	-3900,8
300	-1621,5	-13147,6	-3578,8	-844,3	7658,2	-3829,1
320	-1513,4	-13039,5	-3470,7	-130,2	7612,6	-3806,3
340	-894,8	-12420,9	-2852,1	218,0	7614,6	-3807,3
360	5843,1	-5683,0	3885,8	1191,6	7704,2	-3852,1
380	5920,9	-5605,2	3963,6	5525,2	9405,5	-4702,7
400	-1260,3	-12786,4	-3217,6	3899,5	8552,2	-4276,1
420	-3525,5	-15051,6	-5482,8	1641,7	7786,5	-3893,3
440	-3477,9	-15004,0	-5435,2	393,9	7621,7	-3810,8
460	-2772,7	-14298,8	-4730,0	283,0	7616,8	-3808,4
480	-2355,6	-13881,7	-4312,9	957,7	7671,5	-3835,8
500	-2647,4	-14173,5	-4604,7	1751,9	7810,5	-3905,3
520	-3496,1	-15022,2	-5453,4	2024,5	7876,1	-3938,1
540	-4406,1	-15932,2	-6363,4	1526,0	7763,0	-3881,5
560	-4743,9	-16270,0	-6701,2	488,3	7627,1	-3813,6
580	-4518,0	-16044,1	-6475,3	-646,6	7638,9	-3819,5
600	-3853,0	-15379,1	-5810,3	-1547,3	7767,2	-3883,6
620	-2917,0	-14443,1	-4874,3	-1889,4	7842,5	-3921,3
640	-2062,7	-13588,8	-4020,0	-1426,5	7744,0	-3872,0
660	-1797,3	-13323,4	-3754,6	-374,7	7620,7	-3810,4
680	-2326,3	-13852,4	-4283,6	671,3	7641,0	-3820,5
700	-3354,8	-14880,9	-5312,1	1114,7	7692,7	-3846,3
720	-4259,4	-15785,5	-6216,7	703,0	7643,9	-3821,9

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_k = \sqrt{T_{\Sigma}^2 + K_{pk}^2} = \sqrt{1998,1^2 + (-7611,5)^2} = 9405,5 \text{ Н}, \quad (5.4)$$

Використовуючи методику [2] виконуємо розрахунок сил та реакцій, що діють на корінні шийки колінчастого валу двигуна.

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

$$\bar{R}_{кш} = \bar{R}'_{к1} + \bar{R}'_{к2}. \quad (5.5)$$

Зважаючи на особливості конструкції колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 (див. рис. 2.4), сили, діючі на 1-шу і 2-гу корінні шийки:

$$R_{кш\Sigma 1} = R_{кш\Sigma 2} = -0,5 \cdot R_k = -0,5 \cdot 9405,5 = -4702,7 \text{ Н}. \quad (5.6)$$

Зміну сил  $R_{кш\Sigma 1}$  і  $R_{кш\Sigma 2}$  в залежності від кута повороту кривошипа  $\varphi$  показано на полярній діаграмі (рисунок 5.1).

Аналогічним чином розраховуємо значення сил  $R_{кш\Sigma}$  для двигуна зі зміненим кутом розвалу циліндрів ( $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ). Результати заносимо до таблиці 5.2.

Полярну діаграму (рисунок 5.1) перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 5.2).

З рисунку 5.2 і таблиці 5.2 визначаємо максимальні, мінімальні, середнє значення  $R_{кш}$  (див. табл. 4.4, рисунок 4.5). З отриманих даних видно, що по мірі збільшення кута розвалу циліндрів  $\gamma$  у V-подібному 2-циліндровому двигуні значення сил  $R_{кш}$ , має тенденцію до зменшення, але ця залежність нелінійна (див. рис. 4.5).

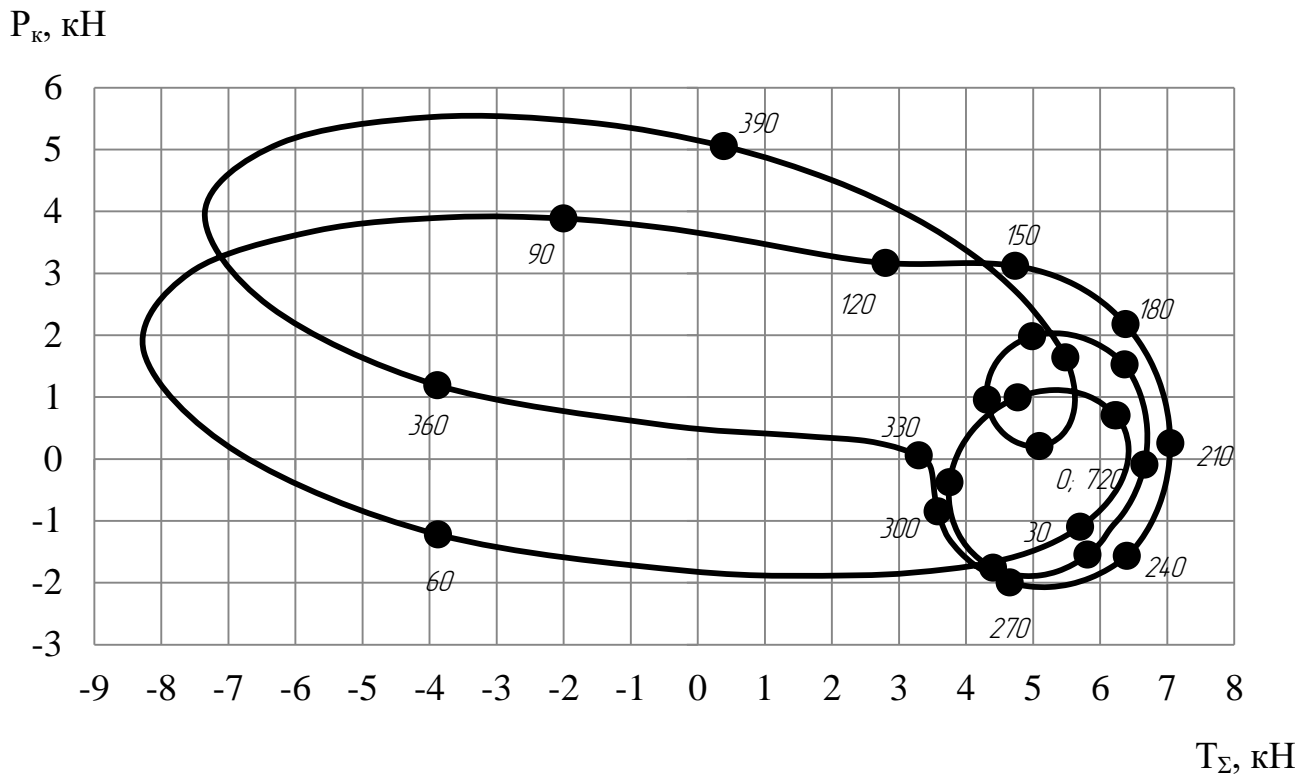


Рисунок 5.1 – Діаграма навантаження на корінну шийку (полярна діаграма)  
двигуна Yamaha XV250 з  $\gamma = 60^\circ$

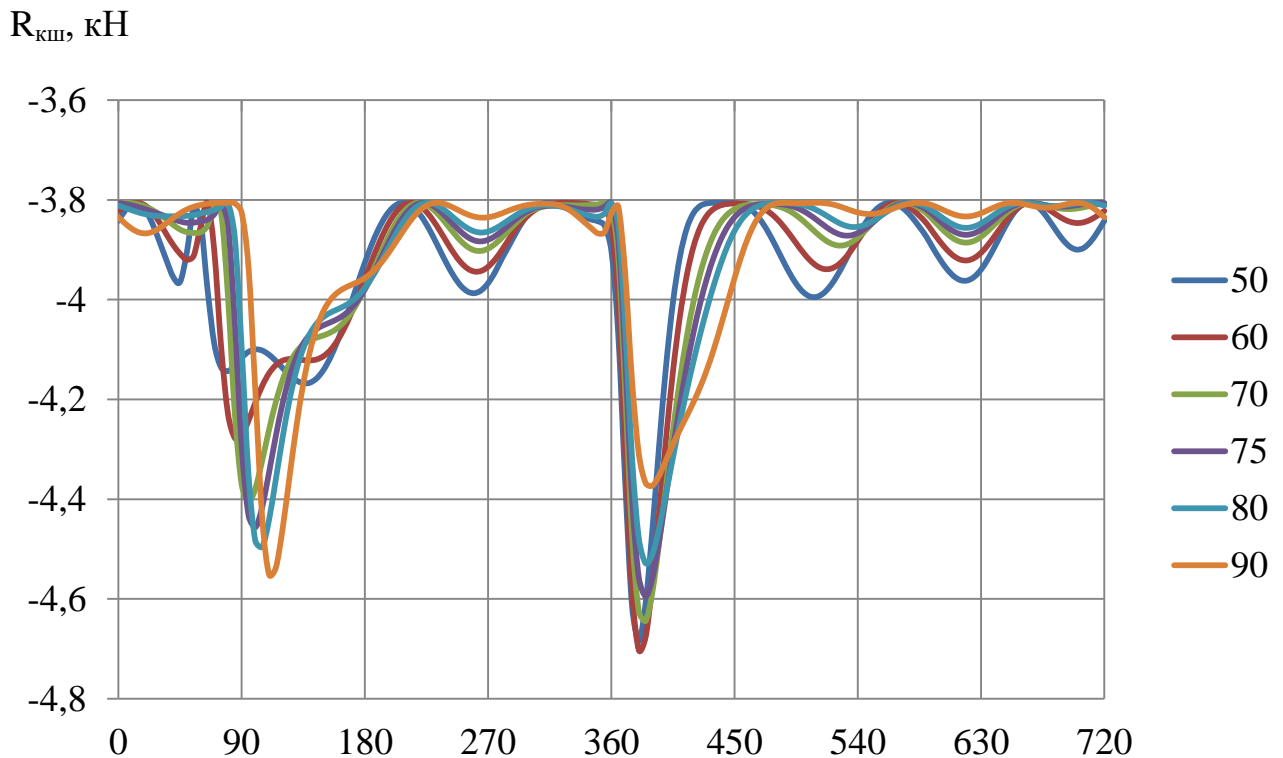


Рисунок 5.2 – Діаграма навантаження на корінну шийку двигуна Yamaha  
XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$

Таблиця 5.2 – Значення результуючої сили, діючої на корінну шийку

 $R_{\text{кш}\Sigma}$ , при різних кутах повороту колінчастого валу двигуна Yamaha XV250, кН

$\varphi$ , ° ПКВ	$R_{\text{кш}\Sigma}$ ( $\gamma = 50^\circ$ )	$R_{\text{кш}\Sigma}$ ( $\gamma = 60^\circ$ )	$R_{\text{кш}\Sigma}$ ( $\gamma = 70^\circ$ )	$R_{\text{кш}\Sigma}$ ( $\gamma = 75^\circ$ )	$R_{\text{кш}\Sigma}$ ( $\gamma = 80^\circ$ )	$R_{\text{кш}\Sigma}$ ( $\gamma = 90^\circ$ )
0	-3841,9	-3821,9	-3806,7	-3806,3	-3811,4	-3834,8
20	-3821,2	-3811,9	-3813,7	-3819,0	-3828,9	-3867,1
40	-3954,3	-3890,3	-3850,0	-3838,5	-3832,8	-3836,4
60	-3841,1	-3854,2	-3864,9	-3843,1	-3827,4	-3810,1
80	-4143,2	-4228,6	-3993,1	-3847,9	-3806,6	-3805,8
100	-4099,7	-4206,2	-4378,5	-4456,7	-4483,7	-4183,1
120	-4137,4	-4122,2	-4160,2	-4206,9	-4274,9	-4457,7
140	-4166,4	-4121,8	-4081,4	-4069,7	-4067,4	-4102,4
160	-4083,1	-4081,8	-4057,0	-4038,8	-4019,4	-3985,8
180	-3925,7	-3958,3	-3977,1	-3979,2	-3976,1	-3956,3
200	-3816,1	-3834,9	-3858,9	-3871,0	-3881,6	-3895,3
220	-3828,5	-3811,8	-3805,8	-3806,7	-3809,9	-3821,2
240	-3929,1	-3885,5	-3849,8	-3835,8	-3824,5	-3809,9
260	-3987,0	-3943,6	-3901,0	-3881,3	-3863,1	-3833,6
280	-3917,8	-3900,8	-3875,8	-3862,4	-3849,5	-3826,9
300	-3825,9	-3829,1	-3823,7	-3821,0	-3817,3	-3809,7
320	-3809,0	-3806,3	-3810,4	-3811,8	-3812,0	-3809,4
340	-3833,3	-3807,3	-3810,8	-3819,0	-3828,5	-3844,0
360	-3902,3	-3852,1	-3814,3	-3806,6	-3806,9	-3826,6
380	-4684,7	-4702,7	-4624,0	-4556,7	-4477,7	-4308,3
400	-4130,9	-4276,1	-4372,2	-4390,7	-4387,5	-4321,2
420	-3826,2	-3893,3	-4003,7	-4065,3	-4123,2	-4205,3
440	-3805,8	-3810,8	-3844,3	-3879,1	-3927,0	-4051,9
460	-3815,8	-3808,4	-3809,8	-3814,4	-3824,6	-3874,4
480	-3892,7	-3835,8	-3811,7	-3807,9	-3806,6	-3807,4
500	-3984,7	-3905,3	-3842,0	-3821,9	-3810,3	-3806,6
520	-3972,0	-3938,1	-3886,8	-3860,1	-3836,5	-3808,2
540	-3872,6	-3881,5	-3875,5	-3866,4	-3853,9	-3825,1
560	-3807,3	-3813,6	-3821,5	-3824,5	-3826,0	-3822,9
580	-3836,5	-3819,5	-3809,5	-3807,0	-3805,9	-3806,4
600	-3919,3	-3883,6	-3854,4	-3842,4	-3832,2	-3817,2
620	-3961,5	-3921,3	-3885,5	-3869,9	-3856,0	-3833,1
640	-3893,3	-3872,0	-3848,8	-3838,1	-3828,7	-3814,4
660	-3809,6	-3810,4	-3808,0	-3806,6	-3805,8	-3807,5
680	-3842,2	-3820,5	-3812,8	-3811,8	-3811,9	-3815,5
700	-3899,7	-3846,3	-3817,1	-3810,4	-3807,1	-3805,8
720	-3841,9	-3821,9	-3806,7	-3806,3	-3811,4	-3834,8

Таблиця 5.3 – Максимальні, мінімальні, середнє значення навантаження, що діє на корінну шийку  $R_{кш}$  двигуна Yamaha XV250, Н

Кут розвалу циліндрів $\gamma$	$R_{кш} (max)^*$	$R_{кш} (min)^*$	$R_{кш} (сер.)$
$\gamma = 90^\circ$	-4551,0	-3805,8	-3911,7
$\gamma = 80^\circ$	-4528,6	-3805,8	-3917,0
$\gamma = 75^\circ$	-4594,9	-3805,8	-3920,5
$\gamma = 70^\circ$	-4644,5	-3808,1	-3924,3
$\gamma = 60^\circ$	-4702,7	-3805,8	-3932,6
$\gamma = 50^\circ$	-4684,7	-3810,8	-3940,8

\*Знак «мінус» вказує тільки на напрям дії сили  $R_{кш}$ , тому значення вказано за модулем

$R_{кш} (max), кН$

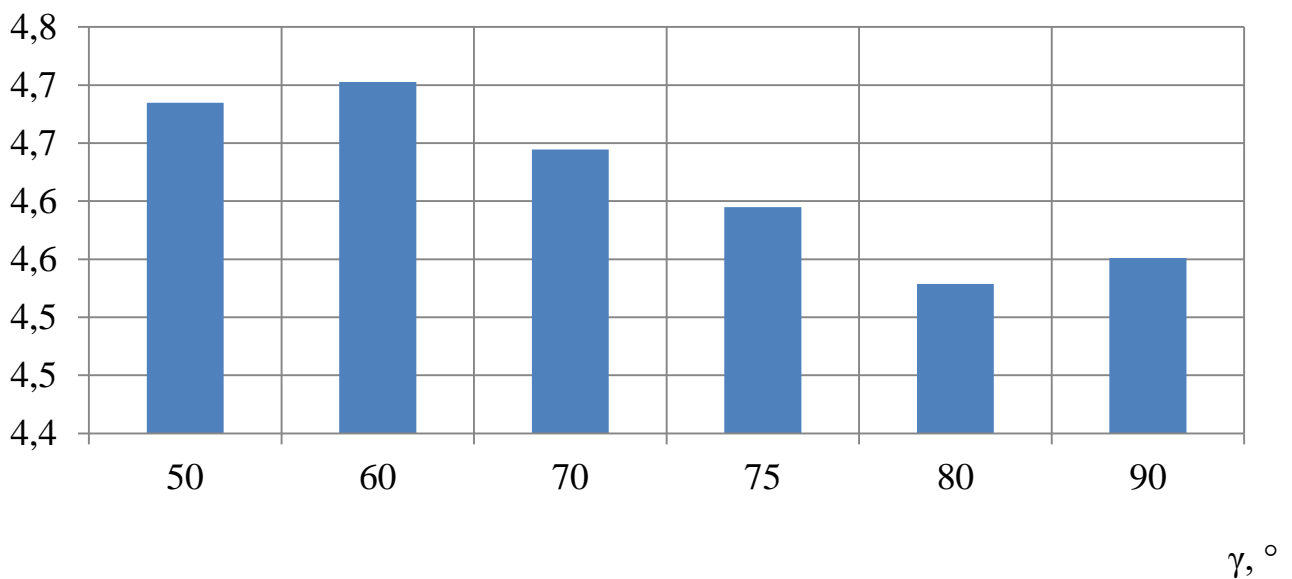


Рисунок 5.3 – Максимальні значення навантаження, що діє на корінну шийку  $R_{кш}$  двигуна Yamaha XV250 при різних кутах розвал циліндрів  $\gamma$

### **Висновки до розділу**

В розділі виконано розрахунок сил, що діють на корінні шийки колінчатого валу двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі роботи при різних значеннях кута розвалу циліндрів ( $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ).

Із розглянутих варіантів виконання двигуна Yamaha XV250 з різними кутами розвалу блоків циліндрів найбільш навантаженим силою  $R_{\text{кш}}$  є виконання двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 3,84 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ).

Результати розрахунку навантажень на корінні та шатунну шийки дозволяють встановити оптимальну величину кута розвалу блоків циліндрів  $\gamma = 75^\circ \dots 80^\circ$ .

## 6 РОЗРАХУНОК МОМЕНТІВ, ДІЮЧИХ 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 [4], для колінчастого валу приймаємо, що на 1-шу корінну шийку двигуна Yamaha XV250 діє момент

$$M_{\text{кш } 1} = 0. \quad (6.1)$$

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

$$M_{\text{кш } 2} = M_{\text{кр } 1} + M_{\text{кр } 2}, \quad (6.2)$$

$$M_{\text{кш } 2 (\gamma = 60^\circ)} = 116,40 + 65,94 = 182,33 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При розрахунку  $M_{\text{кш } 2}$  треба враховуємо порядок роботи циліндрів (1–2), кут розвороту кривошипів (в даному випадку  $\Delta\varphi_{\text{кр}} = 0^\circ$ ) та кут розвалу блоку циліндрів  $\gamma$ . В колонці моментів для 2-го циліндра всі значення зміщені відносно значень моментів для 1-го циліндра на кут  $360^\circ + \gamma$  (де  $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ).

Результати розрахунків заносимо до таблиці 6.1. Таблиця 6.1 подана в скороченому вигляді, з кроком  $\varphi = 20^\circ$  ПКВ, для зменшення обсягу. Розрахунки виконувались в таблиці з кроком  $\varphi = 5^\circ$  ПКВ.

На шатунну шийку діють набігаючі моменти

$$M_{\text{шш } 1} = 0,5 \cdot (M_{\text{кр } 1} + M_{\text{кр } 2}), \quad (6.3)$$

$$M_{\text{шш } 1 (\gamma = 60^\circ)} = 0,5 \cdot (116,40 + 65,94) = 91,17 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Таблиця 6.1 – Набігаючі моменти, що діють на 2-гу корінну шийку

двигуна Yamaha XV250 при різних значеннях кута розвалу циліндрів  $\gamma$ , Н·м

$\varphi$ , ° ПКВ	$M_{\text{кш 2}}$ ( $\gamma = 90^\circ$ )	$M_{\text{кш 2}}$ ( $\gamma = 80^\circ$ )	$M_{\text{кш 2}}$ ( $\gamma = 75^\circ$ )	$M_{\text{кш 2}}$ ( $\gamma = 70^\circ$ )	$M_{\text{кш 2}}$ ( $\gamma = 60^\circ$ )	$M_{\text{кш 2}}$ ( $\gamma = 50^\circ$ )
0	-31,10	-13,75	-4,10	5,63	23,20	34,69
20	-45,29	-27,72	-20,96	-16,23	-14,28	-22,68
40	-31,95	-30,00	-33,02	-38,40	-53,24	-70,87
60	-11,98	-26,82	-35,29	-44,45	-40,22	34,30
80	1,03	5,26	37,47	79,79	121,66	108,09
100	114,59	156,46	153,07	142,90	118,22	100,61
120	153,19	128,51	118,33	110,90	104,53	107,12
140	101,09	94,73	95,16	97,32	104,47	111,91
160	78,17	85,33	89,24	92,77	97,39	97,62
180	71,36	75,98	76,69	76,21	71,83	63,55
200	54,80	50,41	46,70	42,14	31,14	18,57
220	22,69	11,69	5,54	-0,88	-14,12	-27,51
240	-11,70	-24,94	-31,64	-38,34	-51,69	-64,46
260	-30,44	-43,79	-50,30	-56,56	-68,23	-78,44
280	-26,52	-38,19	-43,51	-48,41	-56,50	-61,40
300	-11,46	-19,55	-22,48	-24,45	-27,86	-25,91
320	-11,01	-14,42	-14,17	-12,47	-4,30	10,35
340	-35,71	-27,54	-20,99	-12,89	7,19	30,28
360	-26,30	-6,21	5,16	16,88	39,32	56,94
380	133,27	155,72	165,39	173,33	182,33	180,30
400	135,09	144,09	144,52	142,05	128,68	106,03
420	118,08	104,71	94,33	82,05	54,17	26,10
440	91,80	63,92	49,54	35,84	13,00	-0,54
460	47,91	25,06	16,95	11,52	9,34	18,22
480	7,36	5,18	8,35	14,07	31,60	54,01
500	-5,21	12,33	23,19	34,73	57,81	77,92
520	8,92	32,00	42,62	52,11	66,81	75,06
540	25,37	40,07	45,01	48,32	50,36	47,29
560	23,88	25,92	24,93	22,85	16,11	7,12
580	4,54	-2,19	-6,48	-11,18	-21,34	-31,97
600	-19,50	-29,65	-34,94	-40,29	-51,06	-61,82
620	-30,16	-40,94	-46,32	-51,70	-62,35	-72,60
640	-16,97	-27,62	-32,83	-37,87	-47,07	-54,19
660	7,66	-1,54	-5,44	-8,66	-12,36	-11,29
680	17,96	14,25	14,11	15,32	22,15	34,84
700	-0,08	6,75	12,40	19,43	36,78	56,16
720	-31,10	-13,75	-4,10	5,63	23,20	34,69

За даними таблиці 6.1 будемо діаграму з кривими моментів, що діють на найбільш навантажену 2-гу корінну шийку двигуна Yamaha XV250.

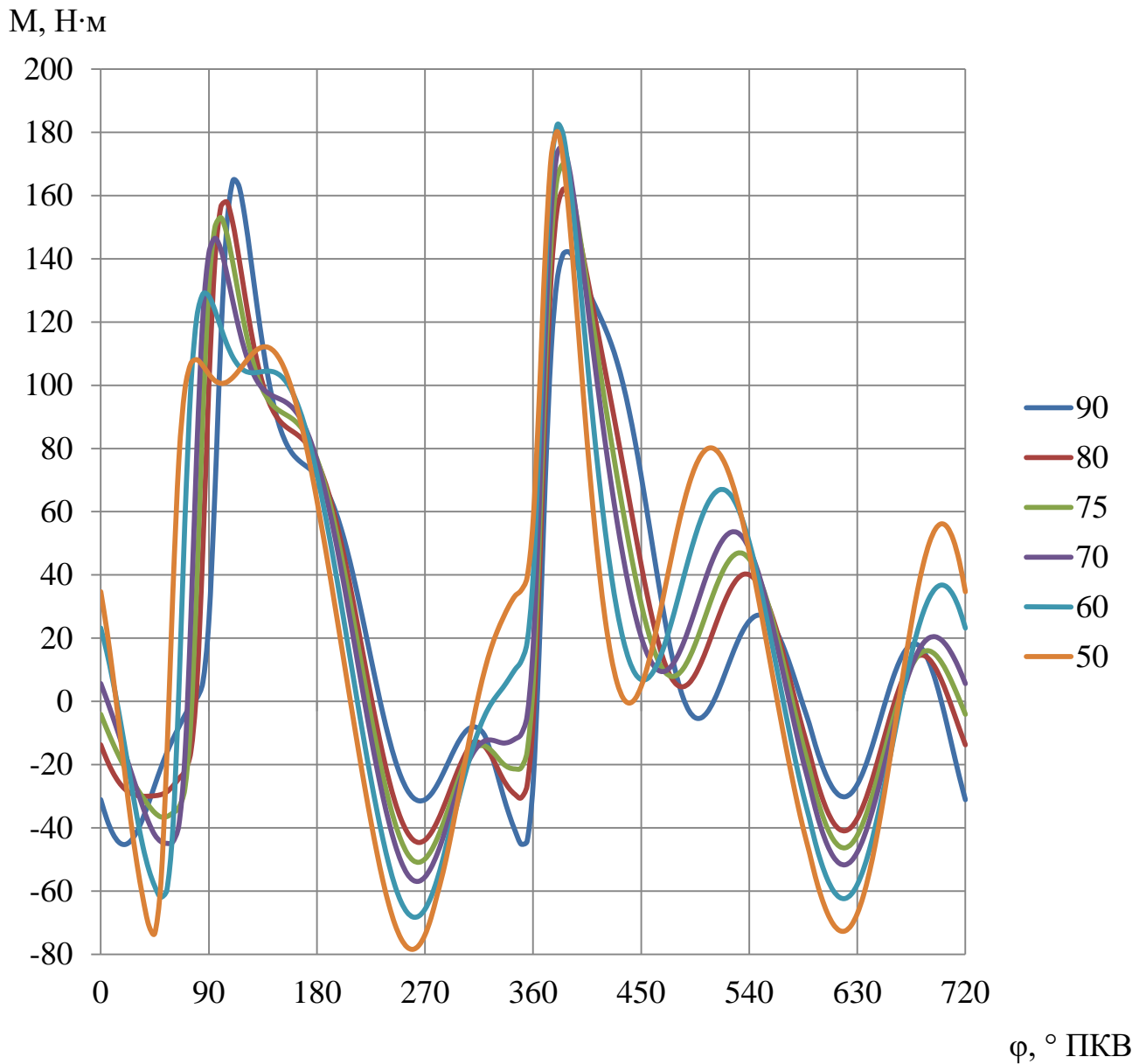


Рисунок 6.1 – Криві набігаючих моментів, які скручують 2-гу корінну шийку колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$

З рисунку 6.1 і таблиці 6.1 визначаємо максимальні значення моментів, що діють на 2-гу корінну шийку (таблиця 6.2). З отриманих даних видно, що по мірі збільшення кута розвалу циліндрів  $\gamma$  у V-подібному 2-циліндровому двигуні значення моменту  $M_{\text{кш } 2}$ , що діє на 2-гу корінну шийку, має тенденцію

до зменшення, але ця залежність нелінійна (див. рис. 6.2).

Таблиця 6.2 – Максимальні та мінімальні значення моментів, що діють на шатунні та корінні шийки двигуна Yamaha XV250, Н·м

Кут розвалу циліндрів $\gamma$	$M_{\text{кш 1}}$	$M_{\text{кш 2 (max)}}$	$M_{\text{кш 2 (min)}}$	$M_{\text{шшш (max)}}$	$M_{\text{шшш (min)}}$
$\gamma = 90^\circ$	0	164,71	-45,29	82,355	-22,645
$\gamma = 80^\circ$	0	161,99	-44,65	80,995	-22,325
$\gamma = 75^\circ$	0	169,94	-50,91	84,97	-25,455
$\gamma = 70^\circ$	0	175,71	-56,90	87,855	-28,45
$\gamma = 60^\circ$	0	182,33	-68,23	91,165	-34,115
$\gamma = 50^\circ$	0	180,30	-78,44	90,15	-39,22

$M_{\text{кш 2 (max)}}$ , Н·м

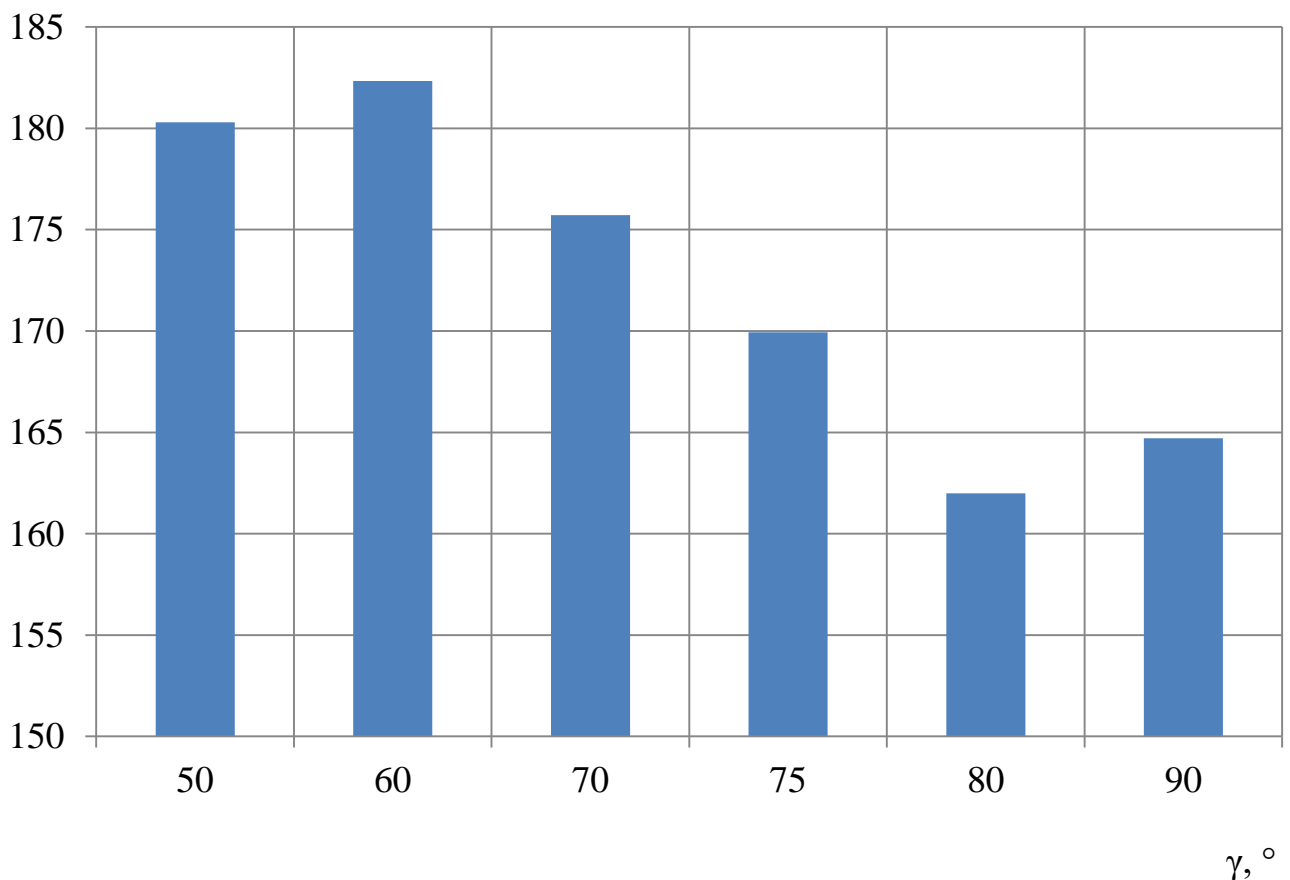


Рисунок 6.2 – Максимальні значення моментів, що діють на 2-гу корінну шийку двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$ , Н·м

**Висновки за розділом.**

Набігаючий момент на першій корінній шийці колінчастого валу двигуна прийнято рівним  $M_{кш 1} = 0$ . Момент на другу корінну шийку розрахований, та побудовані порівняльні діаграми.

Із розглянутих варіантів виконання двигуна Yamaha XV250 з різними кутами розвалу блоків циліндрів найбільш навантаженим позитивним моментом є виконання двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 12,56 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ). Найбільш навантаженим негативним моментом є виконання двигуна з  $\gamma = 50^\circ$  (більше на 75,68 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ).

## 7 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДВИГУНА YAMAHA XV250 З КУТОМ РОЗВАЛУ ЦИЛІНДРІВ $\gamma = 60^\circ$

Задаємося розмірами і властивостями матеріалу, і тоді визначаємо запас міцності корінної шийки, шатунної шийки, щоки колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , що працює на номінальному режимі. Розрахунки виконуємо за методикою [2].

Розрахункова схема колінчастого валу: розрізна 2-опорна балка з одним прольотом між опорами. При розрахунку колінчастого валу приймається, що:

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

Запас міцності основних елементів колінчастого вала (корінної шийки, шатунної шийки, щоки) має бути не менше значень, наведених в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Запаси міцності елементів колінчастого вала (мінімально необхідні) [2]

Двигун	Корінна шийка	Шатунна шийка	Щока
Бензиновий	$\geq 3,0 \dots 5,0$	$\geq 2,0 \dots 3,0$	

### 7.1 Початкові дані для розрахунку

#### 7.1.1 Розміри основних елементів колінчастого валу, властивості матеріалу

Розміри елементів колінчастого валу:

- довжина прольоту (відстань між серединами корінних шийок)

$$\ell = 87 \text{ мм};$$

– шатунна шийка: діаметр  $d_{\text{шш}} = 31$  мм, довжина  $l_{\text{шш}} = 32$  мм, радіус галтелі  $r_{\text{гал}} = 0,002$  м;

– корінна шийка: діаметр  $d_{\text{кш}} = 30$  мм, довжина  $l_{\text{кш}} = 19$  мм, радіус галтелі  $r_{\text{гал}} = 0,002$  м;

– ширина щоки  $b = 100$  мм;

– товщина щоки  $h = 18$  мм.

Матеріал колінчастого валу – сталь 45, його характеристика: границя міцності  $\sigma_b = 600 \dots 750$  МПа, текучості  $\sigma_T = 340$  МПа, границя втоми при згинанні  $\sigma_{-1} = 250 \dots 340$  МПа, границя втоми при розтягуванні-стисненні  $\sigma_{-1p} = 190 \dots 250$  МПа, границя текучості при крученні  $\tau_T = 150 \dots 200$  МПа, границя втоми при крученні  $\tau_{-1} = 220$  МПа [2].

### 7.1.2 Питомий тиск на шийки

Робоча ширина шатунного і корінного підшипників, м

$$l'_{\text{ш.ш}} = l_{\text{ш.ш}} - 2 \cdot r_{\text{гал}} = 0,032 - 2 \cdot 0,002 = 0,028 \text{ м}, \quad (7.1)$$

$$l'_{\text{к.ш}} = l_{\text{к.ш}} - 2 \cdot r_{\text{гал}} = 0,019 - 2 \cdot 0,002 = 0,015 \text{ м}. \quad (7.2)$$

Питомий тиск на шийки, середнє і максимальне значення:

– на шатунну шийку

$$K_{\text{ш.ш ср}} = \frac{R_{\text{ш.ш ср}}}{d_{\text{ш.ш}} \cdot l'_{\text{ш.ш}}} = \frac{6964,41}{0,031 \cdot 0,028} = 8,024 \text{ МПа}, \quad (7.3)$$

$$K_{\text{ш.ш max}} = \frac{R_{\text{ш.ш max}}}{d_{\text{ш.ш}} \cdot l'_{\text{ш.ш}}} = \frac{9868,46}{0,031 \cdot 0,028} = 11,369 \text{ МПа}; \quad (7.4)$$

– на корінну шийку з противагами

$$K_{\text{к.ш ср}} = \frac{R_{\text{к.ш ср}}^{\text{пр}}}{d_{\text{к.ш}} \cdot \ell'_{\text{к.ш}}} = \frac{3932,6}{0,03 \cdot 0,015} = 8,739 \text{ МПа}, \quad (7.5)$$

$$K_{\text{к.ш max}} = \frac{R_{\text{к.ш max}}^{\text{пр}}}{d_{\text{к.ш}} \cdot \ell'_{\text{к.ш}}} = \frac{4702,7}{0,03 \cdot 0,015} = 10,450 \text{ МПа}. \quad (7.6)$$

Для нормальної роботи підшипників значення максимальних та середніх питомих тисків на поверхні шийок колінчастого валу V-подібного бензинового ДВЗ не повинні перевищувати:  $[K_{\text{ш max}}] = 18 \dots 28 \text{ МПа}$ ;  $[K_{\text{ш ср}}] = 4 \dots 12 \text{ МПа}$  [2]  
– вимога виконується.

## 7.2 Розрахунок шийок

### 7.2.1 Скручуючі та згинаючі моменти

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

$$M_{\varphi_{\text{M min}}} = -\frac{R_{\text{к } \varphi_{\text{M min}}} \cdot \ell}{2} = -\frac{3932,6 \cdot 0,087}{2} = -85,5 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (7.7)$$

$$M_{\varphi_{\text{M max}}} = -\frac{R_{\text{к } \varphi_{\text{M max}}} \cdot \ell}{2} = -\frac{4702,7 \cdot 0,087}{2} = -102,3 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (7.8)$$

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

### 7.2.2 Корінна шийка

Розраховуємо на міцність 2-гу (найбільш навантажену) корінну шийку. Колінчастий вал двигуна Yamaha XV250 має отвір, тоді внутрішній діаметр корінної шийки  $\delta_{к.ш} = 12$  мм.

Момент опору крученню корінної шийки

$$W_{\tau_{к.ш}} = \frac{\pi}{16} d_{к.ш}^3 \left[ 1 - \left( \frac{\delta_{к.ш}}{d_{к.ш}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} 0,03^3 \left[ 1 - \left( \frac{0,012}{0,03} \right)^4 \right] = 5,163 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (7.9)$$

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень  $\alpha_{к\sigma}$ , коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень  $q$ , масштабний коефіцієнт  $\varepsilon_m$  і коефіцієнт поверхневої чутливості  $\varepsilon_{п}$  визначаємо за рекомендаціями [2]:  $\alpha_{к\sigma} = 2$ ;  $q = 0,7$ ,  $\varepsilon_{m\sigma} = \varepsilon_{m\tau} = 0,85$ ,  $\varepsilon_{п\sigma} = \varepsilon_{п\tau} = 1$ .

Ефективний (дійсний) коефіцієнт концентрації напружень

$$k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{к\sigma} - 1) = 1 + 0,7 \cdot (2,0 - 1) = 1,7; \quad (7.10)$$

$$k_{\tau} = (0,4 \dots 0,6) \cdot k_{\sigma}; \quad (7.11)$$

$$k_{\tau} = 0,6 \cdot 1,7 = 1,02.$$

Для сталі 45 коефіцієнт приведення асиметричного циклу до рівно небезпечного симетричного при нормальних і дотичних напруженнях і відношення границі втоми при згинанні або крученні до границі текучості [2]:  $\alpha_{\sigma} = 0,12$ ;  $\alpha_{\tau} = 0,02$ ;

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{250}{340} = 0,735; \quad (7.12)$$

$$\beta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_r} = \frac{150}{220} = 0,682. \quad (7.13)$$

Дотичні напруження знакоперемінного циклу:

– максимальне і мінімальне

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.ш. max}}}{W_{\tau \text{ к.ш}}} = \frac{182,33 \cdot 10^{-6}}{5,163 \cdot 10^{-6}} = 35,314 \text{ МПа}, \quad (7.14)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.ш. min}}}{W_{\tau \text{ к.ш}}} = \frac{-65,23 \cdot 10^{-6}}{5,163 \cdot 10^{-6}} = -12,634 \text{ МПа}; \quad (7.15)$$

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

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{35,314 + (-12,634)}{2} = 11,340 \text{ МПа}, \quad (7.16)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{35,314 - (-12,634)}{2} = 23,974 \text{ МПа}, \quad (7.17)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} = 23,974 \frac{1,02}{0,85 \cdot 1} = 28,769 \text{ МПа}. \quad (7.18)$$

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

$$\text{Так як } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{28,769}{11,340} = 2,537 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0,682 - 0,02}{1 - 0,682} = 2,080 \quad \text{– запас}$$

міцності корінної шийки визначається за границею втоми

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \tau_m} = \frac{150}{28,769 + 0,02 \cdot 11,340} = 5,173. \quad (7.19)$$

Матеріал і розміри корінної шийки колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 відповідають вимогам міцності на кручення (див. табл. 7.1) з достатнім запасом міцності  $n_\tau = 5,173$ .

### 7.2.3 Шатунна шийка

Шатунна шийка двигуна Yamaha XV250 з отвором діаметром  $\delta_{ш.ш} = 12$  мм.

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

$$W_{\tau_{ш.ш}} = \frac{\pi}{16} d_{ш.ш}^3 \left[ 1 - \left( \frac{\delta_{ш.ш}}{d_{ш.ш}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{16} 0,031^3 \left[ 1 - \left( \frac{0,012}{0,031} \right)^4 \right] = 5,715 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \quad (7.20)$$

$$W_{\sigma_{ш.ш}} = 0,5 W_{\tau_{ш.ш}} = 0,5 \cdot (5,715 \cdot 10^{-6}) = 2,858 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (7.21)$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень і коефіцієнт поверхневої чутливості  $k_\tau = 1,02$ ,  $\epsilon_{\text{пт}} = 1$  – такі ж, як для корінної шийки, масштабний коефіцієнт для шатунної шийки  $\epsilon_{\text{мт}} = 0,85$ .

Дотичні напруження знакоперемінного циклу:

– максимальне і мінімальне

$$\tau_{\max} = \frac{M_{ш.ш \max}}{W_{\tau_{ш.ш}}} = \frac{91,165 \cdot 10^{-6}}{5,715 \cdot 10^{-6}} = 15,951 \text{ МПа}, \quad (7.22)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{ш.ш \min}}{W_{\tau_{ш.ш}}} = \frac{-34,115 \cdot 10^{-6}}{5,715 \cdot 10^{-6}} = 5,969 \text{ МПа}. \quad (7.23)$$

– середнє, амплітуда і амплітуда з врахуванням концентратора

напружень, розмірів і якості поверхні

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{15,951 + (-5,969)}{2} = 4,991 \text{ МПа}, \quad (7.24)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{15,951 - (-5,969)}{2} = 10,960 \text{ МПа}, \quad (7.25)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} = 10,960 \frac{1,02}{0,85 \cdot 1,0} = 13,152 \text{ МПа}. \quad (7.26)$$

Запас міцності шатунної шийки на кручення  $n_\tau$  визначено з врахуванням перемінного характеру діючих навантажень.

$$\text{Так як } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{13,152}{4,991} = 2,635 > \frac{\beta_\tau - \alpha_\tau}{1 - \beta_\tau} = \frac{0,682 - 0,02}{1 - 0,682} = 2,080, \text{ то запас}$$

міцності шатунної шийки від дотичних напружень визначається за границею  
ВТОМИ

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \tau_m} = \frac{150}{13,152 + 0,02 \cdot 4,991} = 11,319. \quad (7.27)$$

Запас міцності при згині  $n_\sigma$  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  $k_\sigma = 1,7$ ,  $\varepsilon_{\text{пс}} = \varepsilon_{\text{пт}} = 1$ , масштабний коефіцієнт  $\varepsilon_{\text{мс}} = 0,85$ .

Нормальні напруження асиметричного циклу:

– максимальне і мінімальне

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi_{\text{м}} \max}}{W_{\sigma \text{ ш.ш}}} = \frac{-85,5 \cdot 10^{-6}}{2,858 \cdot 10^{-6}} = -29,932 \text{ МПа}; \quad (7.28)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi_{\text{M min}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш}}}} = \frac{-102,3 \cdot 10^{-6}}{2,858 \cdot 10^{-6}} = -35,794 \text{ МПа}; \quad (7.29)$$

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

$$\sigma_{\text{m}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-29,932 + (-35,794)}{2} = -32,863 \text{ МПа}; \quad (7.30)$$

$$\sigma_{\text{a}} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-29,932 - (-35,794)}{2} = 2,931 \text{ МПа}; \quad (7.31)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_{\text{a}} \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}\sigma} \varepsilon_{\text{п}\sigma}} = 2,931 \frac{1,7}{1 \cdot 0,85} = 5,861 \text{ МПа}. \quad (7.32)$$

Так як  $\frac{\sigma_{\text{ак}}}{\sigma_{\text{m}}} = \frac{5,861}{-32,863} = -0,178 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,735 - 0,12}{1 - 0,735} = 2,324$ , то

запас міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначається за границею втоми

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \sigma_{\text{m}}} = \frac{250}{5,861 + 0,12 \cdot (-32,863)} = 130,351. \quad (7.33)$$

Сумарний запас міцності шатунної шийки

$$n_{\text{ш.ш}} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{130,351 \cdot 11,319}{\sqrt{130,351^2 + 11,319^2}} = 11,277. \quad (7.34)$$

Запаси міцності шатунної шийки колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 на кручення, на згин і сумарний перевищують мінімально необхідні значення  $[n_{\text{ш.ш}}] = 2 \dots 3$  (табл. 7.1).

### 7.3 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

$$F_{\text{щ}} = b \cdot h = 0,1 \cdot 0,018 = 0,0018 \text{ м}^2; \quad (7.35)$$

$$W_{\tau \text{ щ}} = \vartheta b h^2 = 0,294 \cdot 0,1 \cdot 0,018^2 = 9,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (7.36)$$

$$W_{\sigma \text{ щ}} = \frac{b h^2}{6} = \frac{0,1 \cdot 0,018^2}{6} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (7.37)$$

де коефіцієнт  $\vartheta = 0,294$  при  $b/h = 5,556$  [2].

Теоретичний і дійсний коефіцієнти концентрації напружень у галтелі при  $r_{\text{гал}}/h = 0,002/0,018 = 0,111$ , масштабний коефіцієнт при  $b = 0,1$  м, коефіцієнт поверхневої чутливості:  $\alpha_{\text{к}\sigma} = 2$ ,  $\alpha_{\text{к}\tau} = 1,5$ ,  $\kappa_{\sigma} = 1,236$ ,  $\kappa_{\tau} = 1,02$ ,  $\varepsilon_{\text{м}\tau} = 0,92$ ,  $\varepsilon_{\text{м}\sigma} = 0,85$ ,  $\varepsilon_{\text{пт}} = 0,6$ ,  $\varepsilon_{\text{п}\sigma} = 0,6$ ,

$$\kappa_{\tau} = 0,6 \cdot [1 + q \cdot (\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)] = 0,6 \cdot [1 + 0,7(2 - 1)] = 1,02. \quad (7.38)$$

Скручуючий момент, максимальне і мінімальне значення:

$$M_{\text{к щ max}} = 0,5 T_{\text{max}} \cdot \frac{\ell_{\text{к.ш}} + h}{2}, \quad (7.39)$$

$$M_{\text{к щ max}} = 0,5 \cdot 5525,2 \cdot \frac{0,019 + 0,018}{2} = 51,108 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{к щ min}} = 0,5 T_{\text{min}} \cdot \frac{\ell_{\text{к.ш}} + h}{2}, \quad (7.40)$$

$$M_{\text{к.щ min}} = 0,5 \cdot (-2067,5) \cdot \frac{0,019 + 0,018}{2} = -19,124 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (7.41)$$

де значення сил  $T_{\Sigma \max}$ ,  $T_{\Sigma \min}$  взято з таблиці 4.5.

Дотичні напруження знакоперемінного циклу від скручування, МПа:

– екстремальні

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.щ max}}}{W_{\tau \text{щ}}} = \frac{51,108 \cdot 10^{-6}}{9,5 \cdot 10^{-6}} = 5,365 \text{ МПа}, \quad (7.42)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.щ min}}}{W_{\tau \text{щ}}} = \frac{-19,124 \cdot 10^{-6}}{9,5 \cdot 10^{-6}} = -2,008 \text{ МПа}; \quad (7.43)$$

– середнє і амплітуди

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{51,108 - 2,008}{2} = 1,679 \text{ МПа}, \quad (7.44)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{51,108 + 2,008}{2} = 3,687 \text{ МПа}, \quad (7.45)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \tau_a \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{мт}} \varepsilon_{\text{пт}}} = 6,812 \frac{1,02}{0,92 \cdot 0,6} = 6,812 \text{ МПа}. \quad (7.46)$$

Запас міцності щоки при крученні  $n_{\tau}$  визначено з врахуванням перемінного характеру навантажень.

$$\text{Так як } \frac{\tau_{\text{ак}}}{\tau_m} = \frac{6,812}{1,679} = 4,058 > \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = \frac{0,682 - 0,02}{1 - 0,682} = 2,080, \text{ то запас}$$

міцності визначається за границею втоми

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + \alpha_{\tau} \tau_m} = \frac{150}{6,812 + 0,02 \cdot 1,679} = 21,912. \quad (7.47)$$

Запас міцності щоки за нормальним напруженням згину і розтягування-стиснення  $n_\sigma$  визначено з врахуванням перемінного характеру навантажень.

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

$$M_{\text{из щ max}} = 0,25(K_{\text{max}} + K_R) \cdot \ell_{\text{к.щ}}, \quad (7.48)$$

$$M_{\text{из щ max}} = 0,25[7655,3 + (-9578,0)] \cdot 0,019 = -9,133 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\text{из щ min}} = 0,25(K_{\text{min}} + K_R) \cdot \ell_{\text{к.щ}}, \quad (7.49)$$

$$M_{\text{из щ min}} = 0,25[-5014,5 + (-9578,0)] \cdot 0,019 = -69,314 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$P_{\text{щ max}} = 0,5(K_{\text{max}} + K_R) = 0,5 \cdot [7655,3 + (-9578,0)] = 3827,7 \text{ Н}, \quad (7.50)$$

$$P_{\text{щ min}} = 0,5(K_{\text{min}} + K_R) = 0,5 \cdot [-5014,5 + (-9578,0)] = -2507,3 \text{ Н}, \quad (7.51)$$

де значення сил  $K_{\Sigma\text{max}}$ ,  $K_{\Sigma\text{min}}$  взято з таблиці 4.5.

Нормальні напруження щоки від згину і розтягування-стиснення:

– екстремальні

$$\sigma_{\Sigma\text{max}} = \frac{M_{\text{из щ max}}}{W_{\sigma\text{щ}}} + \frac{P_{\text{щ max}}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-9,133 \cdot 10^{-6}}{5,4 \cdot 10^{-6}} + \frac{3827,7 \cdot 10^{-6}}{0,0018} = -1,691 \text{ МПа}, \quad (7.52)$$

$$\sigma_{\Sigma\text{min}} = \frac{M_{\text{из щ min}}}{W_{\sigma\text{щ}}} + \frac{P_{\text{щ min}}}{F_{\text{щ}}} = \frac{-69,314 \cdot 10^{-6}}{5,4 \cdot 10^{-6}} + \frac{-2507,3 \cdot 10^{-6}}{0,0018} = -12,836 \text{ МПа}, \quad (7.53)$$

– середні і амплітуди

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-1,691 + (-12,836)}{2} = -7,264 \text{ МПа}, \quad (7.54)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-1,691 - (-12,836)}{2} = 5,572 \text{ МПа}, \quad (7.55)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\text{мг}} \varepsilon_{\text{пг}}} = 5,572 \frac{1,236}{0,6 \cdot 0,92} = 12,477 \text{ МПа}. \quad (7.56)$$

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

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ак} + \sigma_m} = \frac{250}{12,477 + (-7,264)} = 47,951. \quad (7.57)$$

Сумарний запас міцності щоки

$$n_{щ} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{47,951 \cdot 21,912}{\sqrt{47,951^2 + 21,912^2}} = 19,930. \quad (7.58)$$

Щоки колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 відповідають вимогам міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення (табл. 7.1).

#### 7.4 Висновки за розділом

Розраховано запас міцності елементів колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , що працює на номінальному режимі. Розраховані запаси міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення більші за мінімально необхідні:

- 2-ї корінної шийки  $n_{кш} = 5,173$ ;
- шатунної шийки  $n_{шш} = 11,277$ ;
- щоки  $n_{щ} = 19,930$ .

З отриманих результатів видно, що найбільш вразливими місцями колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 є корінна шийка. Тим не менше, розрахований запас міцності корінної шийки забезпечує її надійну роботу навіть при форсуванні двигуна.

## 8 ВПЛИВ КУТА РОЗВАЛУ МІЖ БЛОКАМИ ЦИЛІНДРІВ НА ЗАПАС МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

В розділі 7 роботи наведено результати розрахунків запасу міцності елементів колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , що працює на номінальному режимі. Аналогічно виконуємо розрахунки для двигуна, який відрізняється кутом розвалу циліндрів ( $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ ). Варіювались наступні величини:

- максимальна результуюча сила, що діє на шатунну шийку  $R_{ш.ш \max}$  (див. табл. 4.4);

- середня результуюча сила, що діє на шатунну шийку  $R_{ш.ш \text{ ср}}$  (див. табл. 4.4);

- максимальна результуюча сила, що діє на 2-гу корінну шийку  $R_{к.ш \max}$  (див. табл. 5.3);

- середня результуюча сила, що діє на 2-гу корінну шийку  $R_{к.ш \text{ ср}}$  (див. табл. 5.3);

- максимальний набігаючий момент на корінну шийку  $M_{кш \max}$  (див. табл. 6.2);

- мінімальний набігаючий момент на корінну шийку  $M_{кш \min}$  (див. табл. 6.2);

- максимальний набігаючий момент на шатунну шийку  $M_{шш \max}$  (див. табл. 6.2);

- мінімальний набігаючий момент на шатунну шийку  $M_{шш \min}$  (див. табл. 6.2);

- максимальна сила  $T_{\Sigma \max}$ , що діє на кривошип тангенціально від двох шатунів (див. табл. 4.5);

- мінімальна сила  $T_{\Sigma \min}$ , що діє на кривошип тангенціально від двох шатунів (див. табл. 4.5);

- максимальна сила  $K_{\Sigma \max}$ , що діє на кривошип від двох шатунів (див.

табл. 4.5);

– мінімальна сила  $K_{\Sigma \min}$ , що діє на кривошип від двох шатунів (див. табл. 4.5).

Інші параметри колінчастого валу (геометрія, матеріал) не змінювались.

Результати розрахунків запасів міцності елементів колінчастого валу двигуна занесено до таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Запаси міцності елементів колінчастого валу двигуна Yamaha XV250

Кут розвалу циліндрів $\gamma$	Запас міцності 2-ї корінної шийки $n_{\text{кш}}$	Запас міцності шатунної шийки $n_{\text{шш}}$	Запас міцності щоки $n_{\text{щ}}$
$\gamma = 90^\circ$	6,089	13,460	19,146
$\gamma = 80^\circ$	6,188	13,686	19,508
$\gamma = 75^\circ$	5,793	12,798	18,762
$\gamma = 70^\circ$	5,502	12,146	18,163
$\gamma = 60^\circ$	5,173	11,277	19,930
$\gamma = 50^\circ$	4,956	10,940	17,210
Допустимий запас міцності [2]	3...5	2...3	2...3

За даними таблиці 8.1 будемо порівняльні діаграми (рисунок 8.1), за аналізу яких робимо наступні висновки.

1. Колінчастий вал двигуна Yamaha XV250 має надлишковий запас міцності всіх розрахованих елементів, що дозволяє виконати форсування двигуна.

2. Запас міцності 2-ї корінної шийки  $n_{\text{кш}}$  найбільший у виконання двигуна з  $\gamma = 80^\circ$  (більше на 24,86 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 50^\circ$ ).

3. Запас міцності шатунної шийки  $n_{\text{шш}}$  найбільший у виконання двигуна з  $\gamma = 80^\circ$  (більше на 25,10 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 50^\circ$ ).

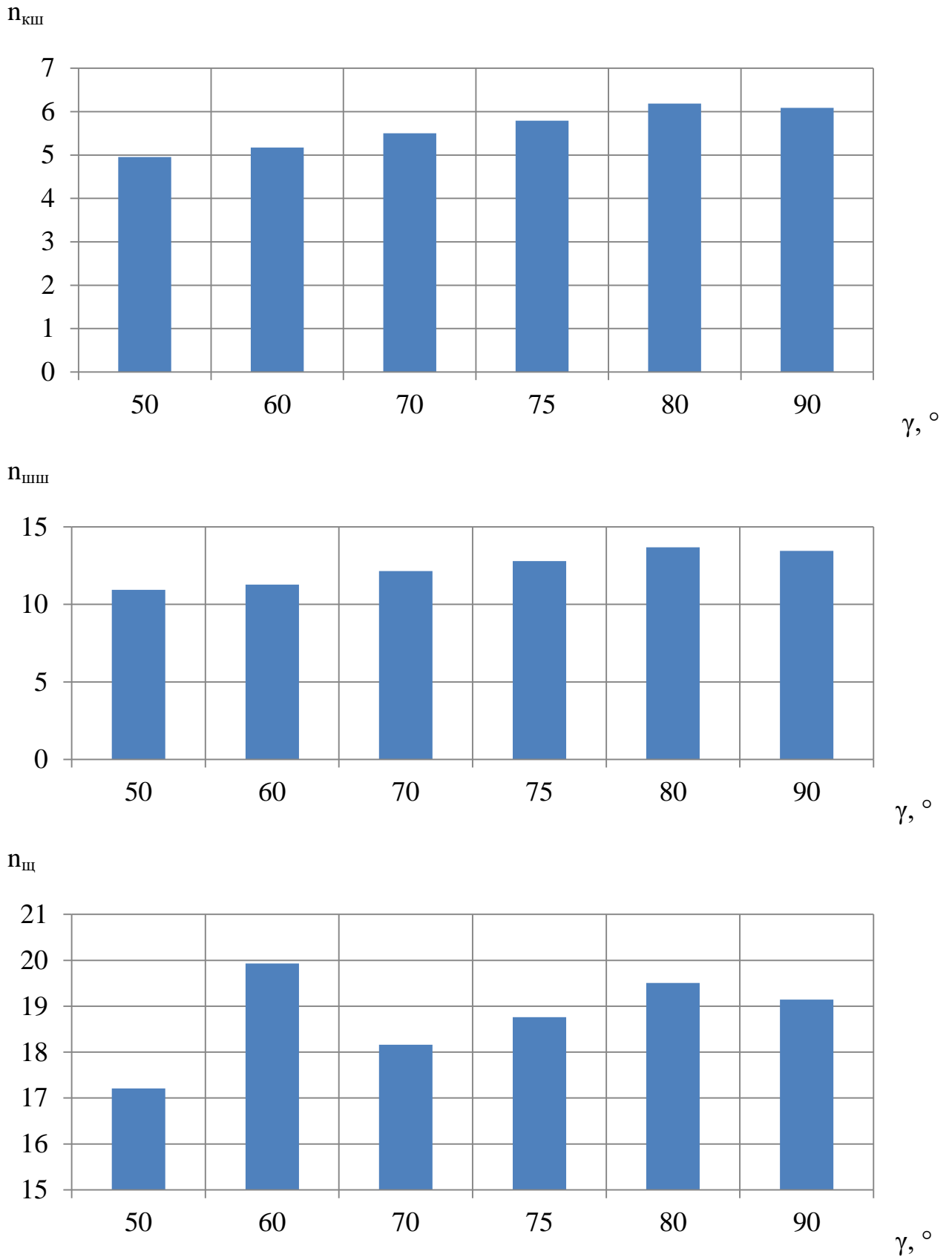


Рисунок 8.1 – Показники запасу міцності елементів колінчастого валу (корінної шийки  $n_{кш}$ , шатунної шийки  $n_{шш}$ , щоки  $n_{ш}$ ) двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$

4. Запас міцності щоки  $n_{щ}$  найбільший у виконання двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 15,80 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 50^\circ$ ).

5. Найбільш надійною і ресурсною є конструкція двигуна Yamaha XV250 з компоновання циліндрів під кутом  $\gamma = 50^\circ$ .

Наведені вище результати пояснюються сумісним впливом величин сил  $R_{ш.ш \max}$ ,  $R_{ш.ш \text{ ср}}$ ,  $R_{к.ш \max}$ ,  $R_{к.ш \text{ ср}}$ ,  $T_{\Sigma \max}$ ,  $T_{\Sigma \min}$ ,  $K_{\Sigma \max}$ ,  $K_{\Sigma \min}$  та моментів  $M_{кш \max}$ ,  $M_{кш \min}$ ,  $M_{шш \max}$ ,  $M_{шш \min}$ . На більш потужних двигунах із підвищеними значеннями вказаних сил та моментів результати розрахунків можуть мати інший характер.

Підвищене значення запас міцності щоки  $n_{щ}$  може пояснюватись тим, що методика розрахунку цієї величини [2] не враховує те, що колінчастий вал двигуна Yamaha XV250 не суцільний, а складений.

## ВИСНОВКИ

В роботі вирішено важливу актуальну проблему дослідження впливу кута розвалу циліндрів (кута між осями циліндрів) V-подібного двигуна на запас міцності його колінчастого валу.

**В першому розділі** визначено особливості конструкції та забезпечення надійності колінчастих валів ДВЗ різних типів, а також Способи та критерії визначення міцності колінчастого валу.

**В другому розділі** розглянуто особливості конструкції та технічна характеристика двигуна Yamaha XV250, складено розрахункова схема колінчастого валу, розроблена методика, що дозволяє дослідити вплив кута розвалу циліндрів  $\gamma$  у V-подібного двигуна на запас міцності його колінчастого валу. Для дослідження вибрано кути розвалу циліндрів  $\gamma = 50^\circ$ ,  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\gamma = 70^\circ$ ,  $\gamma = 75^\circ$ ,  $\gamma = 80^\circ$ ,  $\gamma = 90^\circ$ .

**В третьому розділі** розраховані індикаторні показники двигуна Yamaha XV250, ефективні показники двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі:

- ефективна потужність  $N_e = 16,973$  кВт;
- ефективна питома витрата палива  $g_e = 0,2686$  кг/(кВт·год);
- середній ефективний тиск  $p_e = 1,026$  МПа;
- ефективний ККД  $\eta_e = 0,4$ .

Побудована згорнута індикаторна діаграма  $p(V)$  і  $T(V)$ .

**В четвертому розділі** розраховано значення основних сил та обертового моменту на кривошипі від кута повороту кривошипа  $\varphi$ . Виконано приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму. Розраховано сили інерції обертових мас а також сили, що діють на шатунну шийку колінчастого валу.

Встановлено, що найбільш навантаженим силою  $R_{\text{шш}}$  є колінчастий вал двигуна з  $\gamma = 50^\circ$  (більше на 10,45 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 75^\circ$ ). Найбільш навантаженим силою  $T_\Sigma$  є шатунна шийка двигуна з  $\gamma = 60^\circ$

(більше на 12,56 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ). Найбільш навантаженим силою  $T_\Sigma$  є шатунна шийка двигуна з  $\gamma = 90^\circ$  (більше на 34,15 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 60^\circ$ ).

**В п'ятому розділі** виконано розрахунок сил, що діють на корінні шийки колінчатого валу двигуна Yamaha XV250 на номінальному режимі роботи при різних значеннях кута розвалу циліндрів ( $\gamma = 50^\circ \dots 90^\circ$ ). Встановлено, що найбільш навантаженим силою  $R_{\text{кш}}$  є виконання двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 3,84 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ).

**В шостому розділі** розраховано набігаючи моменти на шатунні та корінні шийки. Набігаючий момент на першій корінній шийці колінчастого валу двигуна прийнято рівним  $M_{\text{кш}1} = 0$ . Момент на другу корінну шийку розрахований, та побудовані порівняльні діаграми.

Із розглянутих варіантів виконання двигуна Yamaha XV250 з різними кутами розвалу блоків циліндрів найбільш навантаженим позитивним моментом є виконання двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 12,56 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ). Найбільш навантаженим негативним моментом є виконання двигуна з  $\gamma = 50^\circ$  (більше на 75,68 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 80^\circ$ ).

**В сьомому розділі** розраховано запас міцності елементів колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 з кутом розвалу циліндрів  $\gamma = 60^\circ$ , що працює на номінальному режимі. Розраховані запаси міцності на кручення, згин і розтягування-стиснення більші за мінімально необхідні:

- 2-ї корінної шийки  $n_{\text{кш}} = 5,173$ ;
- шатунної шийки  $n_{\text{шш}} = 11,277$ ;
- щоки  $n_{\text{щ}} = 19,930$ .

Найбільш вразливим місцем колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 є корінна шийка.

**У восьмому розділі** за результатом порівняння запасів міцності елементів колінчастого валу двигуна Yamaha XV250 зроблено наступні висновки:

1. Колінчастий вал двигуна Yamaha XV250 має надлишковий запас міцності всіх розрахованих елементів, що дозволяє виконати форсування двигуна.

2. Запас міцності 2-ї корінної шийки  $n_{кш}$  найбільший у виконання двигуна з  $\gamma = 80^\circ$  (більше на 24,86 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 50^\circ$ ).

3. Запас міцності шатунної шийки  $n_{шш}$  найбільший у виконання двигуна з  $\gamma = 80^\circ$  (більше на 25,10 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 50^\circ$ ).

4. Запас міцності щоки  $n_{щ}$  найбільший у виконання двигуна з  $\gamma = 60^\circ$  (більше на 15,80 % від найменш навантаженого варіанту  $\gamma = 50^\circ$ ).

5. Найбільш надійною і ресурсною є конструкція двигуна Yamaha XV250 з компонування циліндрів під кутом  $\gamma = 50^\circ$ .

Наведені вище результати пояснюються сумісним впливом величин сил  $R_{ш.ш \max}$ ,  $R_{ш.ш \text{ ср}}$ ,  $R_{к.ш \max}$ ,  $R_{к.ш \text{ ср}}$ ,  $T_{\Sigma \max}$ ,  $T_{\Sigma \min}$ ,  $K_{\Sigma \max}$ ,  $K_{\Sigma \min}$  та моментів  $M_{кш \max}$ ,  $M_{кш \min}$ ,  $M_{шш \max}$ ,  $M_{шш \min}$ .

Питання врівноважування двигуна в даній роботі не розглядалось, оскільки є темою окремого наукового дослідження.

**ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Автомобільні двигуни [Текст] : Підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – 3-тє видання. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.
2. 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.
3. Motorcycle QJ 250 QJ250H QJ250J QJ250L XV250 Virago CRANKSHAFT CONNECTING ROD for Yamaha 250cc XV 250 engine spare parts [Електронний ресурс]. – Сайт «AliExpress». – Режим доступу: [https://aliexpress.ru/item/32815029388.html?sku\\_id=64710241217](https://aliexpress.ru/item/32815029388.html?sku_id=64710241217)
4. Слинько Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.
5. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов. – За ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Прапор, 2004. – 384 с.
6. Ро́сѣтна [Електронний ресурс]. – Сайт «Yamaha Virago». – Режим доступу: <http://yamaha-virago.blogspot.com>
7. Yamaha XV250 Service Manual LIT-11616-XV-25 [Текст]. – Yamaha Motor Co.; Ltd. – 1995. – 291 p.
8. Yamaha Virago XV250S XV250SC Owner`s Manual LIT-11626-17-28 2UJ-28199-1C [Текст]. – Yamaha Motor Co.; Ltd. – 2003. – 92 p.
9. Yamaha XV250S (2UJG) U49, XV250S (2UJH) CANADA, XV250SC (3BGD) CALUIFORNIA Parts Catalogue 2C2UJ-100E1 [Текст]. – Yamaha Motor Co.; Ltd. – 2003. – 92 p.
10. Дьяченко В.Г. Исследование и выбор основных параметров

четырехтактных быстроходных дизелей. – Автореф. докт. дисс. – Харьков: ХИИТ, 1973. – 40 с.

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

12. Part Finder - Yamaha - 2019 - XV250 (VIRAGO 250) - CRANKSHAFT & PISTON [Електронний ресурс]. – Сайт «First Class Motorcycles Lilydale». – Режим доступу: <https://www.firstclassmotorcycles.com.au/partFinder/fiche/yamaha/2019/xv250-virago-250/crankshaft-piston>

13. Review Of The 2001 Yamaha Virago 250 [Електронний ресурс]. – Сайт «Cruiser». – 2017. – Режим доступу: <https://www.motorcyclecruiser.com/review-2001-yamaha-virago-250-from-archives/>

14. 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 : щоріч. наук.-практ. конф., 18-22 квітня 2022 р. : тези доп. / Редкол.: В.В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – С. 127–128.

15. Зверев, А. Уравновешивание двигателя: Как лечат трясучку [Текст] / А. Зверев // Мото. – 2013. – № 4. – С. 84–87; № 5. – С. 72–77; № 6. – С. 78–81.

16. Чистяков В. К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Уч. пособие для вузов [Текст] / В. К. Чистяков. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.

17. Воскресенский, А. Рядный? V-образный? "Оппозит"? [Текст] / А. Воскресенский, Л. Голованов // Авторевю. – 20 июля 2010.

18. Дьяков, И.Ф. Проектирование автотракторных двигателей: Учебное пособие [Текст] / Дьяков И.Ф., Р. А. Зейнетдинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168 с.

19. Основы конструкции современного автомобиля [Текст] / А. М. Иванов, А. Н. Солнцев, В. В. Гаевский, П. Н. Клюкин, В. И. Осипов, А. И. Попов. – М. ООО «Издательство «За рулем», 2012. – 336 с.

20. Алексеев, В. П. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] 4-е изд., перераб. и доп. / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М. : Машиностроение, 1990. – 284 с.

21. Jones, G. Change Your Camshaft Mentality [Электронный ресурс] / G. Jones. – Сайт «Engine Builder». – 2024. – Режим доступа: <https://www.enginebuildermag.com/2018/02/depth-look-crankshafts/>

22. Cheng, Qi Qiang. The Crankshaft Strength Checking Simulation Based on ANSYS [Текст] / Qi Qiang Cheng, Jiang Jiang Li // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – V. 741. – P. 163–166. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.741.163

23. Thejasree, P. Modelling and Analysis of Crankshaft for passenger car using ANSYS [Текст] / P. Thejasree, Dileep Kumar Ganji, S. Leela Prasanna Lakshmi // Materials Today Proceedings. – 2017. – 4(10):11292-11299. DOI:10.1016/j.matpr.2017.09.053

24. Heath, A. R. Crankshaft Stress Analysis Combination of Finite Element and Classical Analysis Techniques [Текст] / A. R. Heath, P M. Namara // J. Eng. Gas Turbines Power. – Jul 1990. – № 112(3). – P. 268-275. doi/10.1115/1.2906491

25. 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.

26. 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.

27. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник [Текст] / И. А. Биргер, Б. Ф, Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.

28. Артамонов, М. Д. Основы теории и конструирования автотракторных

двигателей: Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей. Учебник для вузов [Текст] / М. Д. Артамонов, М. М. Морин, Г. А. Скворцов. – М.: Высш. школа, 1978. – 133 с.

## ДОДАТОК А

## АКТ

впровадження результатів роботи

25 листопада 2024 р.

м. Запоріжжя

Склала комісія у складі:

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

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

Вид та обсяг упровадження дані щодо впливу кута розвалу циліндрів на запас міцності елементів колінчастого валу V-поібного двигуна впроваджена в курс дисципліни «Основи конструювання двигунів внутрішнього згорання» підготовки магістрів, що навчаються за освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згорання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

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

Голова комісії

Члени комісії

Олександр АРТЮХ

Георгій СЛИНЬКО

Наталія ЄВСЄЄВА

Роман СУХОНОС