

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)
бакалавра

на тему: БЕНЗИНОВИЙ 4-ЦИЛІНДРОВИЙ ДВИГУН ПОТУЖНІСТЮ 105 кВт
ПРИ 5000 хв⁻¹ ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОХІДНОСТІ

GASOLINE 4-CYLINDER ENGINE WITH A POWER OF 105 KW
AT 5000 MIN⁻¹ FOR A OFF-ROAD VEHICLE

Виконав: студент 4 курсу, групи T-411
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
ЛИСЕНКО Владислав Євгенович

Керівник доцент, к.т.н.
ЄВССЄВА Наталія Олексіївна

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

Запоріжжя
2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

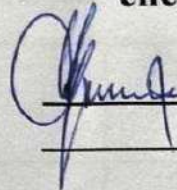
Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

**В. о. завідувача кафедри «Автомобілі,
теплові двигуни та гібридні
енергетичні установки»**



Олександр АРТЮХ
2025 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ЛИСЕНКО Владислав Євгенович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 105 кВт при 5000 хв⁻¹ для автомобіля підвищеної прохідності

керівник проекту (роботи) доцент, к.т.н. ЄВСЄЄВА Наталія Олексіївна

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ 2025 р. № _____

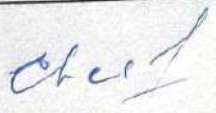
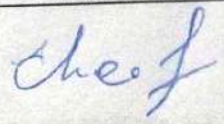
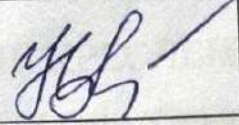
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12 червня 2025 року.

2. Вихідні дані до проекту (роботи) бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 105 кВт при 5000 хв⁻¹ для автомобіля підвищеної прохідності

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) виконати тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі; виконати динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі; розрахувати на міцність шатун; виконати розрахунок системи охолодження

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) плакати з результатами теплового і динамічного розрахунків; повздовжній та поперечний перерізи двигуна; шатун, водяний насос

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Євсєєва Н.О., к.т.н., доцент		
нормоконтроль	Рябошапка Н.Є., старший викладач		

7. Дата видачі завдання « ____ » _____ 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	21.05.2025	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	22.05.2025	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	24.05.2025	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	27.05.2025	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	29.05.2025	
6	Розділ 5 Розрахунок на міцність шатуна	03.06.2025	
7	Розділ 6 Розрахунок системи охолодження	05.06.2025	
8	Висновки з роботи	07.06.2025	
9	Розробка креслень, оформлення роботи	09.06.2025	
10	Нормоконтроль, рецензування	10.06.2025	
11	Розробка доповіді до захисту	11.06.2025	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	12.06.2025	

Студент(ка) _____

ЛИСЕНКО В.Є.
(підпис)

Керівник проекту (роботи) _____

ЄВСЄЄВА Н.О.
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 92 с., 6 табл., 22 рис., 17 джерел, 1 додаток.

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ШАТУН, ПРОЄКТУВАННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ, СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ, СПЕЦИФІКАЦІЯ, ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект бензинового двигуна номінальною потужністю 105 кВт при 5000 хв⁻¹. Двигун рядний, 4-тактний, 4-циліндровий, атмосферний, призначається для приводу автомобіля підвищеної прохідності. Виконано конструювання двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу ЗМЗ-409. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за цикл, визначені індикаторні (індикаторна робота $L_i = 768,521$ Дж/цикл; середній індикаторний тиск $p_i = 1,313$ МПа; індикаторний ККД $\eta_i = 0,4957$; питома індикаторна витрата палива $g_i = 229,7 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$) та ефективні (ефективна потужність двигуна $N_e = 105,03$ кВт; середній ефективний тиск $p_e = 1,077$ МПа; питома ефективна витрата палива $g_e = 280,1 \frac{\Gamma}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$; ефективний ККД $\eta_e = 0,406$) показники двигуна. Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, S, N, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на шатунну шийку ($R_{\text{шш}}$) та корінні шийки ($R_{\text{кш}}$) колінчастого валу. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми. Розраховано параметри системи охолодження. Розраховано на міцність шатун.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	8
2 Тепловий розрахунок двигуна	13
2.1 Методи вирішення задачі	13
2.2 Розрахунок даних до теплового розрахунку	14
2.3 Контроль результатів теплового розрахунку	19
3 Динамічний розрахунок 4-тактного бензинового двигуна на номінальному режимі	25
3.1 Розрахунок основних сил та обертового моменту	25
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	29
3.3 Сили інерції обертових мас	31
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу	32
3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу	36
3.6 Обертальний момент двигуна	38
4 Конструювання двигуна	45
4.1 Остов та кривошипно-шатунний механізм	45
4.2 Газорозподільний механізм	50
4.3 Система мащення	51
4.4 Система охолодження	52
4.5 Система паливоподачі	54
4.6 Системи впуску повітря та випуску відпрацьованих газів	55
4.7 Система керування двигуном	56
5 Розрахунок на міцність шатуна	58
5.1 Вихідні дані	58
5.2 Розрахунок поршневої голівки шатуна	60
5.2.1 Розрахунок перерізу I – I	60
5.2.2 Розрахунок перерізу A – A	63
5.3 Розрахунок кривошипної головки шатуна	68
5.4 Розрахунок стрижня шатуна	70

5.5 Висновок за розділом	73
6 Розрахунок системи охолодження	74
6.1 Загальні положення	74
6.2 Розрахунок системи охолодження	75
6.3 Розрахунок поверхні охолодження радіатора	79
6.4 Розрахунок вентилятора	80
Висновки	83
Перелік джерел посилання	85
Додаток А Специфікації складальних креслень	87

ВСТУП

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект бензинового двигуна номінальною потужністю 105 кВт при 5000 хв⁻¹. Двигун рядний, 4-тактний, 4-циліндровий, атмосферний, призначається для приводу автомобіля підвищеної прохідності. При конструюванні двигуна прийнято технічні рішення за зразком двигуна ЗМЗ-409.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота виконана в рамках I етапу кафедральної НДР 01924 «Технічне та фізико-математичне моделювання роботи вузлів та деталей теплових двигунів різного призначення».

Мета і задачі роботи

Мета роботи – проектування бензинового 4-циліндрового двигуна номінальною потужністю $N_e = 105$ кВт при $n = 5000$ хв⁻¹ для автомобіля підвищеної прохідності.

Задачі:

- техніко-економічне обґрунтування проекту;
- тепловий розрахунок робочого циклу двигуна;
- динамічний розрахунок двигуна;
- конструювання двигуна;
- розрахунок параметрів системи охолодження;
- розрахунок на міцність шатуна.

Практичне значення одержаних результатів

Результати роботи можуть бути використані в якості статистичних даних при проектуванні автомобільних бензинових двигунів.

Результати роботи можуть бути впроваджені на двигунобудівних підприємствах України та світу.

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

У відповідності до завдання двигун бензиновий, 4-циліндровий.

Двигун працює за 4-тактним циклом, оскільки 2-тактні бензинові двигуни хоч і мають більшу потужність, проте у них більша витрата палива, підвищений рівень шумності, збільшена кількість токсичних речовин у відпрацьованих газах (головним чином, вуглеводнів).

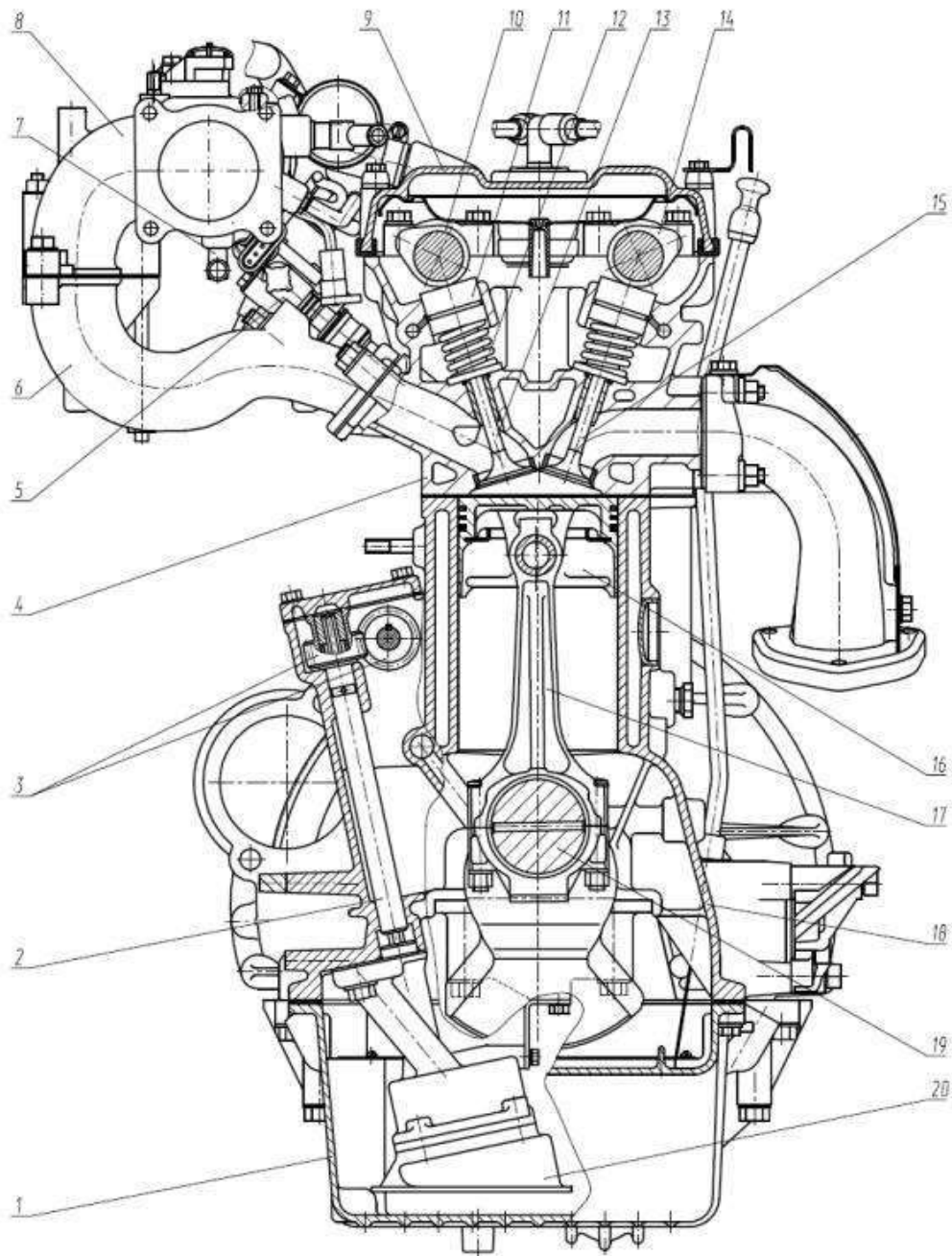
Компонування циліндрів – рядне, оскільки двигун з опозитним чи V-подібним компонуванням складніший, потребує більших витрат на технічне обслуговування.

Двигун має систему рідинного охолодження, оскільки вона, у порівнянні з повітряною, краще забезпечує умови охолодження двигуна в різних умовах експлуатації.

Система живлення – розподілене впорскування палива (впорскування бензину електронно керованими форсунками в патрубки впускного колектора). Розподілена система живлення забезпечує більшу ефективність та економічність, ніж у карбюраторного двигуна. Вартість компонентів розподіленої системи живлення нижча, ніж в системах безпосереднього впорскування [1].

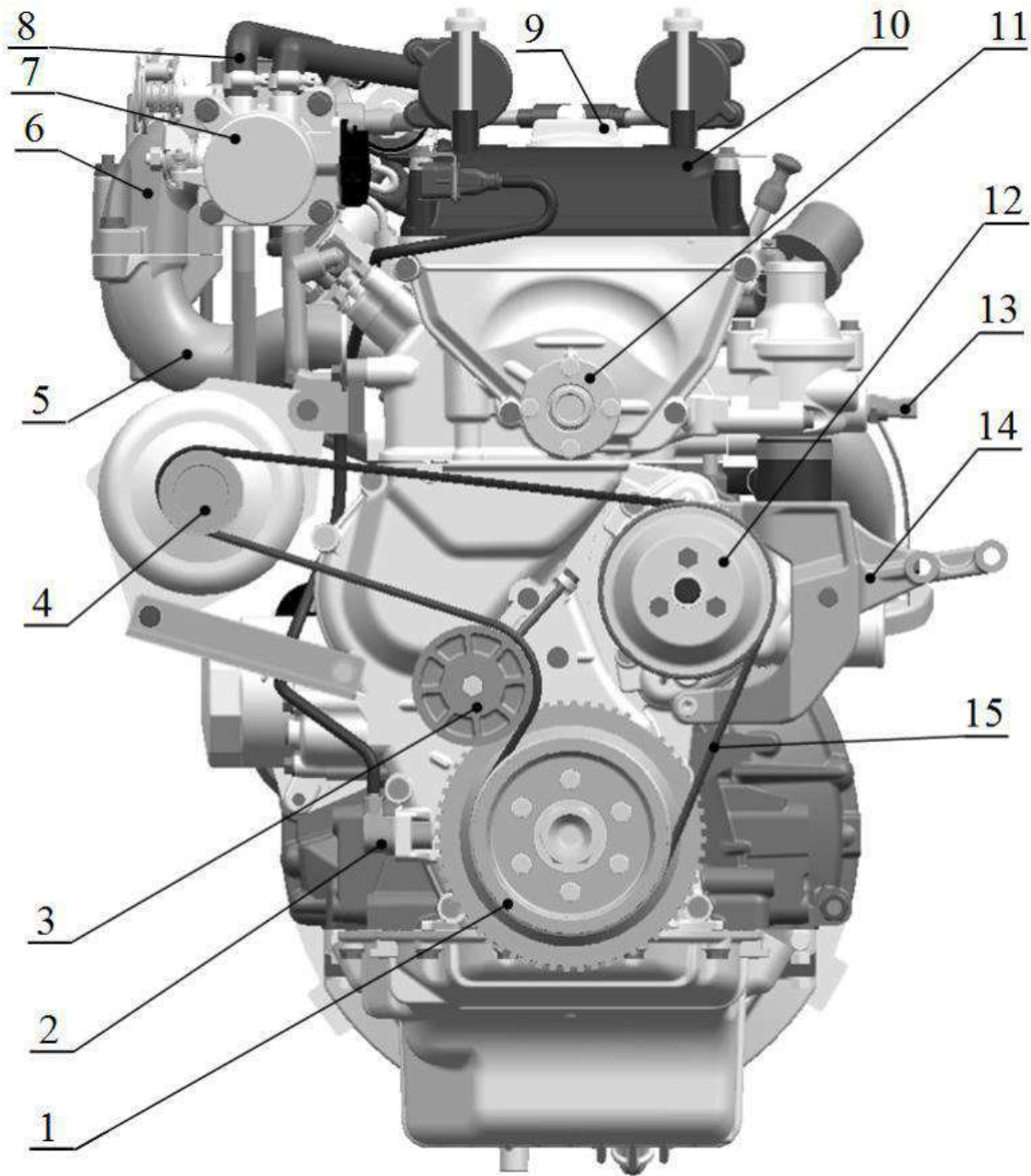
Механізм газорозподілу типу DOHC – з верхнім розташуванням двох розподільчих валів. Така схема ГРМ забезпечує більш ефективну продувку, очищення та наповнення циліндрів, ніж варіанти з одним розподільним валом, або з нижнім розташуванням розподільного валу.

При конструюванні двигуна потужністю 105 кВт при 5000 хв^{-1} для автомобіля підвищеної прохідності прийнято ряд технічних рішень як у двигуна-прототипу – ЗМЗ-409 (рисунки 1.1–1.4).



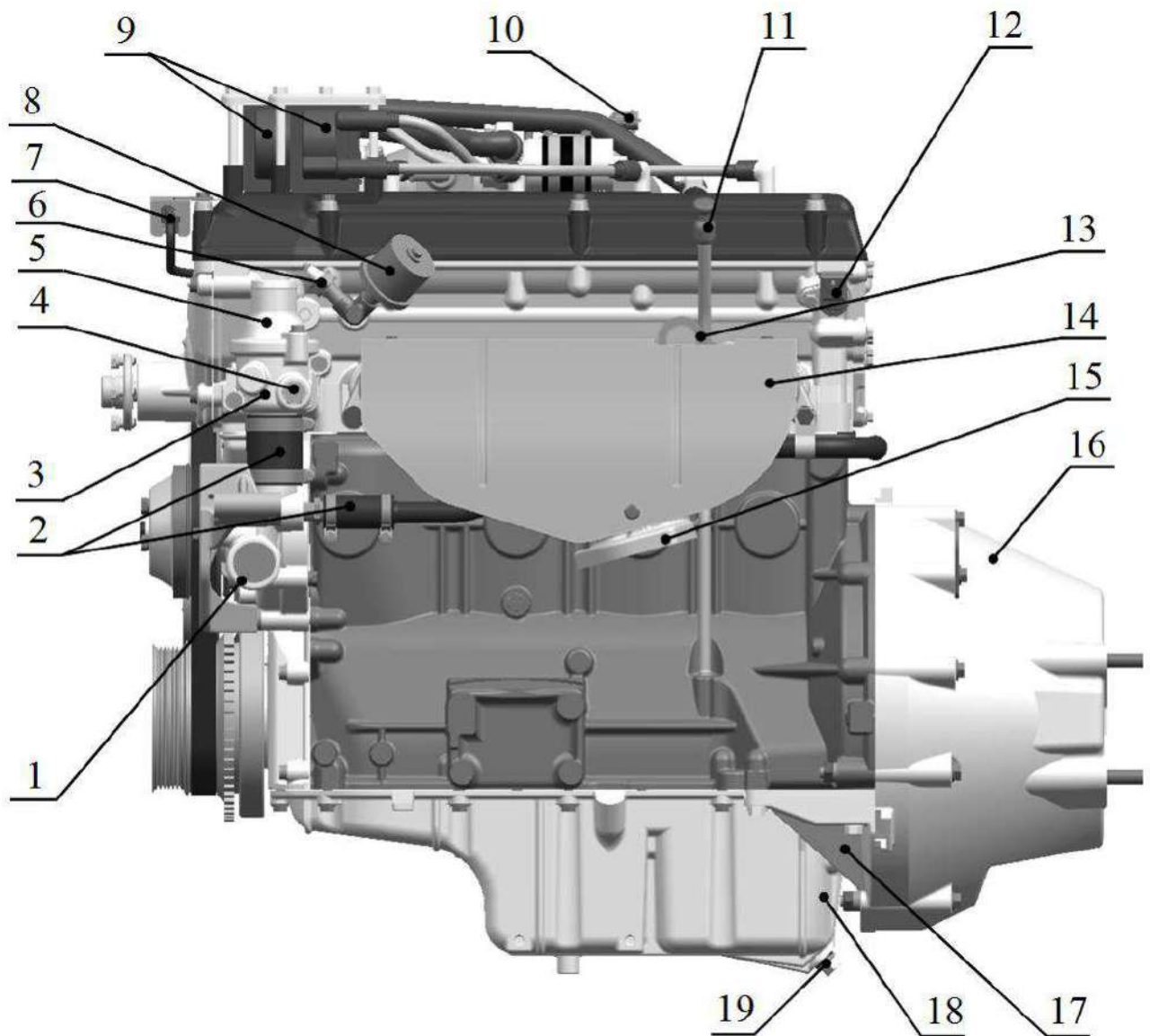
1 – картер масляний; 2 – валік приводу масляного насоса; 3 – гвинтові шестерні приводу масляного насоса; 4 – головка циліндрів; 5 – паливна рампа з форсунками; 6 – впускна труба; 7 – штуцер клапана продування адсорбера; 8 – ресивер; 9 – кришка клапанів; 10 – розподільний вал впускних клапанів; 11 – гідроштовхач; 12 – пружина клапана; 13 – клапан впускний; 14 – розподільний вал випускних клапанів; 15 – клапан випускний; 16 – поршень з кільцями; 17 – шатун; 18 – блок циліндрів; 19 – колінчастий вал; 20 – масляний насос

Рисунок 1.1 – Двигун (поперечний перетин)



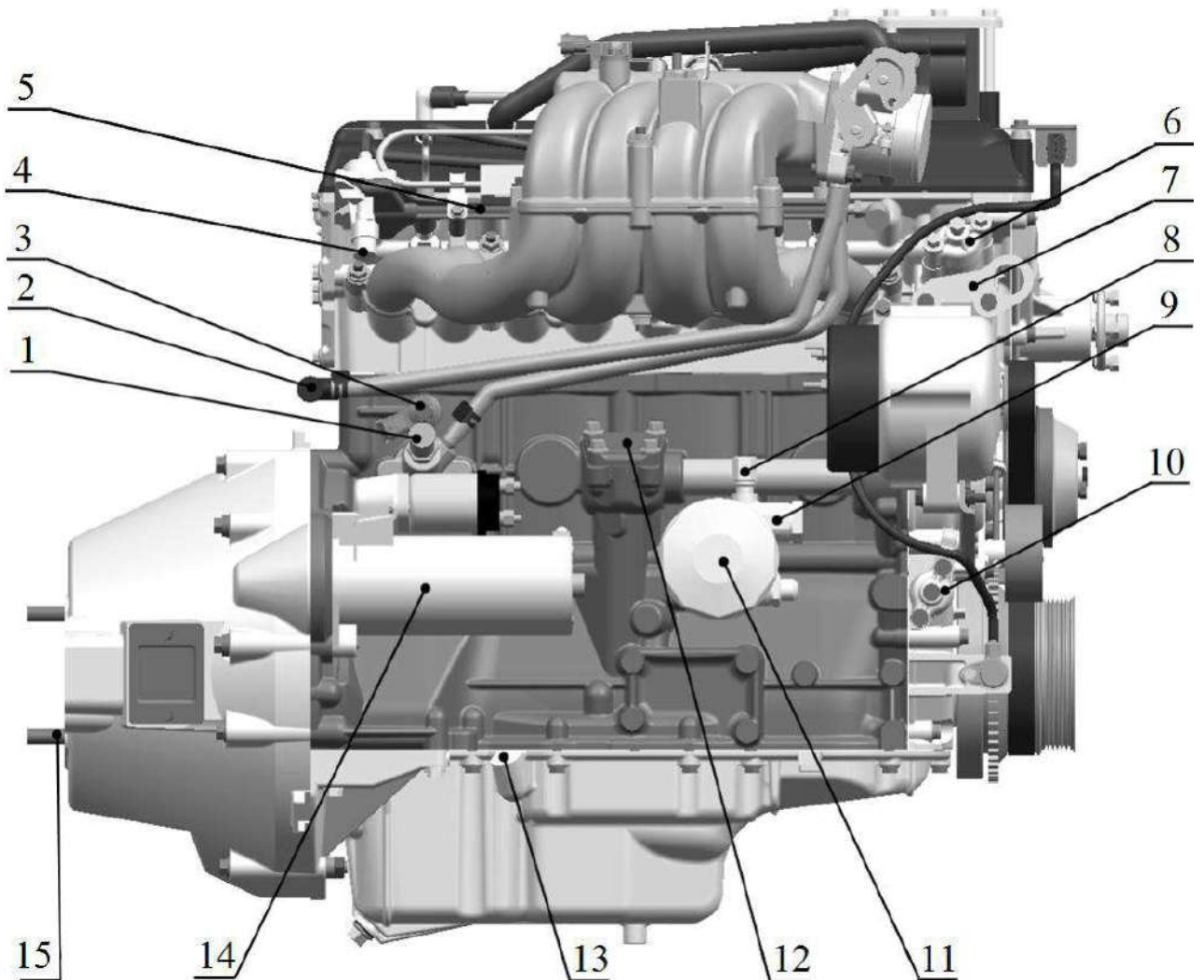
1 – шків-демпфер колінчастого валу; 2 – датчик синхронізації; 3 – механізм натягу ремня; 4 – шків генератора; 5 – впускна труба; 6 – ресивер; 7 – дросель; 8 – трубки системи вентиляції картера; 9 – кришка маслоналивної горловини; 10 – кришка клапанів; 11 – маточина шківа вентилятора; 12 – шків водяного насоса; 13 – датчик температури охолоджувальної рідини; 14 – кронштейн установки насоса гідропідсилювача керма; 15 – ремінь приводу агрегатів

Рисунок 1.2 – Двигун (вид спереду)



1 – патрубок підведення охолоджуючої рідини з радіатора до водяного насоса;
 2 – сполучні шланги; 3 – корпус термостата; 4 – датчик температури охолоджуючої рідини; 5 – патрубок відведення охолоджуючої рідини з термостата в радіатор; 6 – датчик сигналізатора аварійного тиску оливи; 7 – роз’єм датчика положення колінчастого валу; 8 – датчик вказівника тиску оливи; 9 – котушки запалювання; 10 – датчик абсолютного тиску та температури; 11 – показчик рівня оливи; 12 – датчик фази; 13 – задній кронштейн підйому двигуна; 14 – екран випускного колектора; 15 – випускний колектор; 16 – картер зчеплення; 17 – підсилювач картера зчеплення; 18 – масляний картер; 19 – пробка зливу оливи

Рисунок 1.3 – Двигун (вид зліва)



1 – патрубок відведення охолоджуючої рідини в обігрівач; 2 – трубка забору охолоджуючої рідини з обігрівача; 3 – датчик детонації; 4 – штуцер паливопроводу; 5 – паливна рампа із форсунками; 6 – кришка верхнього гідронатягувача; 7 – передній кронштейн підйому двигуна; 8 – штуцер відведення оливи в масляний радіатор; 9 – термодіафрагма; 10 – кришка нижнього гідронатягувача; 11 – масляний фільтр; 12 – кришка приводу масляного насоса; 13 – місце приєднання штуцера зливу оливи з радіатора; 14 – стартер; 15 – шпильки кріплення коробки передач

Рисунок 1.4 – Двигун (вид справа)

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Тепловий розрахунок (термодинамічний розрахунок циклу ДВЗ) виконується за фізико-математичною моделлю професора Я. О. Єгорова в спеціальній комп'ютерній програмі Engine Calculation [2–4]. Для розрахунку в програмі Engine Calculation використана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації, яка включає чотири основні диференціальні рівняння:

– перше кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини

$$dV = F_{пк} r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \quad (2.1)$$

– рівняння балансу маси

$$dm = \Delta m_{тц} \cdot dx; \quad (2.2)$$

– рівняння енергетичного балансу

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \quad (2.3)$$

– рівняння стану робочого тіла

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \quad (2.4)$$

і ряд інших додаткових рівнянь. Додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

2.2 Розрахунок даних до теплового розрахунку

Двигун атмосферний, не має наддуву, тому тиск і температура на впуск приймаємо відповідно $p_k = p_o = 101,3$ кПа, $T_k = T_o = 290$ К. На основі статистичних даних [4] приймаємо середній ефективний тиск $p_e = 1,1$ МПа.

Розраховуємо робочий об'єм циліндра:

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} = \frac{105 \cdot 10^3}{4 \cdot 1,1 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5000} = 0,5727 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.5)$$

Розраховуємо діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,5727 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,02}} = 0,0894 \text{ м}, \quad (2.6)$$

де $S/D = 1,02$ – приймаємо за прототипом.

Округлюємо до найближчого цілого значення $D = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$.

Розраховуємо хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,09 \cdot 1,02 = 0,0918 \text{ м}. \quad (2.7)$$

Приймаємо $S = 0,092 \text{ м} = 92 \text{ мм}$.

Розраховуємо радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = 0,092 / 2 = 0,046 \text{ м.} \quad (2.8)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} 0,092 = 0,585 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.9)$$

Далі розраховуємо величини, необхідні для комп'ютерної програми Engine Calculation.

Тактність – 4-тактний.

Конфігурація – рядний.

Паливо – бензин.

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

Для бензинових ДВЗ показник процесу згорання $m_1 = 3,2...4,0.$

Приймаємо $m_1 = 3,4.$

Площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} 0,09^2 = 6,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [4]. За даними двигуна-прототипа і креслення проєктованого двигуна приймаємо

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}} = 0,32. \quad (2.11)$$

Тоді $L_{ш} = 0,144 \text{ м.}$

Площа теплообміну поршня F_{π}' залежить від конфігурації днища. У проєктованого двигуна днище має заглиблення для клапанів, тому $F_{\pi}' > F_{\pi}$,

$$F_{\pi}' = 1,03 \cdot F_{\pi} = 1,03 \cdot 6,36 \cdot 10^{-3} = 6,55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.12)$$

Площа теплообміну кришки F_{κ} залежить від конструкції камери стиснення. У проєктованого двигуна камера стиснення має шатровидну форму, тому

$$F_{\kappa} = 1,15 \cdot F_{\pi} = 1,15 \cdot 6,36 \cdot 10^{-3} = 7,31 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.13)$$

Об'єм камери стиснення

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_{\kappa} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}, \quad (2.14)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,09^2 \cdot 0,046 \cdot \frac{1}{9 - 1} = 0,0731 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Двигун атмосферний, тому тиск повітря на впуску $p_{\kappa} = p_o = 101300 \text{ Па}$, температура повітря на вході в двигун $T_{\kappa} = T_o = 290 \text{ К}$.

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 28 = 332 \text{ }^\circ \text{ ПКВ}. \quad (2.15)$$

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{ст} = 332 + 56 = 388 \text{ }^\circ \text{ ПКВ}. \quad (2.16)$$

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

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 5000}{60} = 523,3 \text{ с}^{-1}. \quad (2.17)$$

Коефіцієнт надлишку повітря для номінального режиму приймаю $\alpha = 0,8$.

Цикловий масовий заряд повітря $\Delta m_{\text{вц}}$

$$\begin{aligned} \Delta m_{\text{вц}} &= V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \\ \Delta m_{\text{вц}} &= 0,585 \cdot 10^{-3} \cdot 1,217 \cdot 0,824 = 0,587 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл}, \end{aligned} \quad (2.18)$$

де ρ_k – щільність заряду на вході в циліндр

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 290} = 1,217 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (2.19)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_\Gamma}, \\ \eta_v &= \frac{9}{9 - 1} \cdot \frac{101300 - 6078}{101300} \cdot \frac{290}{290 + 6 + 0,08 \cdot 950} = 0,824. \end{aligned} \quad (2.20)$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = 0,06 \cdot p_k = 0,06 \cdot 101300 = 6078$ Па – втрата тиску на впуску;

$\Delta T = 6$ К – підігрів заряду на впуску;

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

$T_\Gamma = 950$ К – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot \ell_0} = \frac{0,587 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 14,96} = 49,04 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (2.21)$$

Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Приймаємо $T_w = 570 \text{ К}$.

Далі розраховуємо початкові умови циклу:

– початковий тиск

$$p_a = p_k - \Delta p_{\text{вп}} = 101300 - 6078 = 95222 \text{ Па;} \quad (2.22)$$

– початкова температура

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T + \gamma T_r), \quad (2.23)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,08} (290 + 6 + 0,08 \cdot 950) = 344,4 \text{ К;}$$

– початкова маса робочого тіла в циліндрі:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{\text{вц}}, \quad (2.24)$$

$$m_a = (1 + 0,08) \cdot 0,587 \cdot 10^{-3} = 0,634 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл;}$$

– початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9}{9 - 1} 0,585 \cdot 10^{-3} = 0,658 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (2.25)$$

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

$$P_a V_a = R m_a T_a, \quad (2.26)$$

$$95222 \cdot 0,658 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 0,634 \cdot 10^{-3} \cdot 344,4,$$

$$62,656 = 62,666.$$

Похибка цього рівняння складає 0,016 %.

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:

$$m_A = [m'_п + 0,25 \cdot m'_ш] \cdot F_п, \quad (2.27)$$

$$m_A = [85 + 0,25 \cdot 125] \cdot 6,36 \cdot 10^{-3} = 0,739 \text{ кг},$$

де $m'_п = 85 \text{ кг/м}^2$, $m'_ш = 125 \text{ кг/м}^2$ – питома маса поршневого та шатунного комплектів, визначаємо на основі даних двигуна-прототипа.

Значення величин (2.2) – (2.24) заносимо до таблиці 2.1. Після розрахунку в програмі Engine Calculation отримуємо протокол теплового розрахунку (табл. 2.2).

2.3 Контроль результатів теплового розрахунку

За даними протоколу теплового розрахунку (таблиця 2.2) будемо індикаторні діаграми тиску та температури робочого циклу двигуна (рисунок 2.1).

Таблиця 2.1 – Дані для розрахунку робочого циклу бензинового двигуна

№	Найменування величини	Значення величин	Позначка і одиниці виміру
I.	Тактність	4-тактний	–
II.	Паливо	бензин	–
III.	Тип двигуна 1. Теплота згорання палива 2. Показник процесу згорання	44 3,4	$H_{ут}$, МДж/кг m_1
IV.	Конструктивні дані 2. Кількість циліндрів 4. Рядний; V-подібний 5. Діаметр циліндра 6. Площа поршня 7. Радіус кривошипа 8. Відношення $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$ 9. Площа теплообміну поршня 10. Площа теплообміну кришки 11. Об'єм камери стиснення	4 рядний 0,09 $6,36 \cdot 10^{-3}$ 0,046 0,32 $6,55 \cdot 10^{-3}$ $7,31 \cdot 10^{-3}$ $0,0731 \cdot 10^{-3}$	i – D , м $F_{п}$, м ² r_k , м λ_k $F_{п}'$, м ² F_k , м ² V_c , м ³
V.	Наддув 12. Тиск наддуву 12. Температура повітря	101300 290	p_k , Па T_k , К
VI.	Регульовальні дані 14. Кут початку згорання 15. Кут кінця згорання	332 388	φ_c , град. φ_z , град.
VII.	Режимні дані 16. Кутова швидкість валу 17. Коефіцієнт надлишку повітря 18. Циклова подача палива 19. Середня температура стінок	523,3 0,8 $49,04 \cdot 10^{-6}$ 570	ω , рад/с α $\Delta m_{тц}$, кг/цикл T_w , К
VIII.	Початкові умови 20. Тиск 21. Температура 22. Маса робочого тіла 22. Об'єм робочої порожнини	95222 344,4 $0,634 \cdot 10^{-3}$ $0,658 \cdot 10^{-6}$	p_a , Па T_a , К m_a , кг/цикл V_a , м ³
IX.	Дані до динамічного розрахунку 24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	0,739	m_A , кг
X.	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi$, град.

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку бензинового двигуна на номінальному режимі

φ, °ПКВ	P, Па	T, К	m, г	V·10 ³ , м ³
180	93 375,1	344,5	0,000634	0,000650
190	94 210,9	345,9	0,000634	0,000647
200	96 330,9	348,7	0,000634	0,000638
210	99 898,6	353,0	0,000634	0,000623
220	105 204,2	358,8	0,000634	0,000601
230	112 703,9	366,5	0,000634	0,000573
240	123 088,8	376,4	0,000634	0,000539
250	137 402,7	389,0	0,000634	0,000499
260	157 241,2	404,9	0,000634	0,000454
270	185 099,3	424,7	0,000634	0,000404
280	224 980,6	449,6	0,000634	0,000352
290	283 489,1	480,7	0,000634	0,000299
300	371 775,1	519,8	0,000634	0,000246
310	508 835,2	568,8	0,000634	0,000197
320	726 028,6	629,5	0,000634	0,000153
330	1 067 722,2	702,2	0,000634	0,000116
340	1 574 417,8	787,2	0,000634	0,000088
350	2 548 983,7	1 020,8	0,000636	0,000071
360	5 100 006,8	1 838,8	0,000649	0,000065
370	7 218 919,2	2 746,4	0,000670	0,000071
380	6 499 315,6	3 022,1	0,000682	0,000088
390	4 560 628,9	2 784,2	0,000683	0,000116
400	3 137 686,0	2 525,2	0,000683	0,000153
410	2 227 175,3	2 310,8	0,000683	0,000197
420	1 646 739,8	2 137,2	0,000683	0,000246
430	1 268 778,8	1 997,1	0,000683	0,000299
440	1 015 658,7	1 884,0	0,000683	0,000352
450	841 425,0	1 792,2	0,000683	0,000404
460	718 596,0	1 717,5	0,000683	0,000454
470	630 346,4	1 656,7	0,000683	0,000499
480	566 092,0	1 607,0	0,000683	0,000539
490	518 999,5	1 566,7	0,000683	0,000573
500	484 560,3	1 534,0	0,000683	0,000601
510	459 759,8	1 507,8	0,000683	0,000623
520	442 585,8	1 487,2	0,000683	0,000638
530	431 736,7	1 471,6	0,000683	0,000647
540	420 353,9	1 461,3	0,000683	0,000650

Тепловий розрахунок

Дата:04.03.2025

$L_i = 768,521384$ Дж/цикл

$p_i = 1313442,343178$ Па

$KKDi = 0,495677$

$g_i = 0,229719$ кг/(кВт*год)

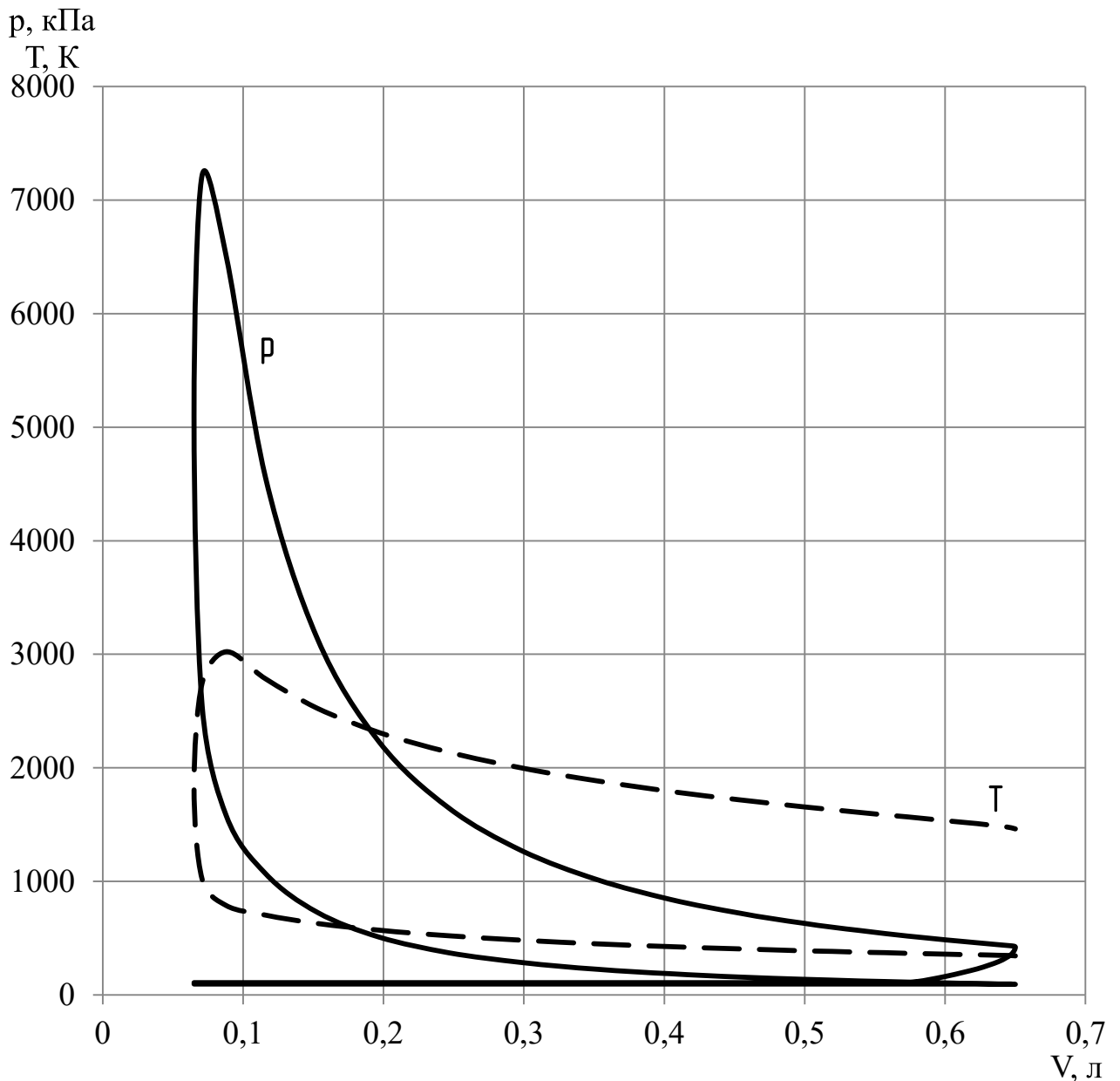


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма тиску (p) та температури (T) бензинового 4-тактного двигуна

Протокол теплового розрахунку в комп'ютерній програмі Engine Calculation (див. табл. 2.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при кутах повороту кривошипа колінчастого валу (ПКВ) $\varphi = 180 \dots 540^\circ$ ПКВ. З метою скорочення обсягу протоколу результати показані з кроком $\Delta\varphi = 10^\circ$ ПКВ; параметри робочого тіла для процесів впуску ($\varphi = 0 \dots 180^\circ$ ПКВ) та випуску ($\varphi = 540 \dots 720^\circ$ ПКВ) не наводяться.

У кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники:

- індикаторна робота $L_i = 768,521$ Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1313,442$ кПа;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4957$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 229,7 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Індикаторні показники розрахованого ДВЗ порівнюємо з досягнутими передовими двигунобудівними фірмами (таблиця 3.6 [4]). Розрахований двигун відповідає наведеним даним.

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску $p_{\max} = 7,326$ МПа (при $\varphi = 372^\circ$ ПКВ) і максимальної температури $T_{\max} = 3032,0$ К (при $\varphi = 378^\circ$ ПКВ) – відповідають рекомендованим значенням (таблиця 3.7 [4]).

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 768,521 \cdot \frac{5000}{2 \cdot 60} \cdot 0,82 = 105,03 \text{ кВт} \quad (2.28)$$

де $\eta_m = 0,8$ – механічний ККД двигуна;

- середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,313442 \cdot 0,82 = 1,077 \text{ МПа}; \quad (2.29)$$

- питома ефективна витрата палива

$$g_e = g_i / \eta_m = 229,7 / 0,82 = 280,1 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.30)$$

– ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,4957 \cdot 0,82 = 0,406. \quad (2.31)$$

Похибка розрахунків складає:

- за ефективною потужністю $\Delta N_e = 0,03 \%$;
- за середнім ефективним тиском $\Delta p_e = 2,1 \%$.

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

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК 4-ТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Протокол динамічного розрахунку (таблиця 3.1) містить запис основних сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, і обертального моменту двигуна. В протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 10^\circ$ ПКВ.

Розрахунок сил та моментів двигуна виконуємо відповідно до рекомендацій [3, 4].

На поршень діють сили (розраховуємо для кута ПКВ $\varphi = 370^\circ$):

– осьова сила P (вздовж осі циліндра)

$$P = (p - p_o) \cdot F_{\Pi} - m_A r_k \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (3.1)$$

$$P = (7218919,2 - 101300) \cdot 0,00636 - 0,739 \cdot 0,046 \cdot 523,3^2 \cdot (\cos 370^\circ + 0,32 \cdot \cos 740^\circ) = 33301,2 \text{ Н};$$

де $p = 7218919,2$ Па – тиск в циліндрі при $\varphi = 370^\circ$ (див. табл. 2.2);

$p_o = 101300$ Па – тиск в картері, приймаємо рівним атмосферному тиску;

$F_{\Pi} = 0,00636$ м² – площа перерізу циліндра;

$m_A = 0,739$ кг – маса частин, що поступально рухаються, приведена до точки

A (центр осі поршневого пальця);

$r_k = 0,046$ м – радіус кривошипа;

$\omega = 523,3$ рад/с – кутова швидкість обертання колінчастого валу;

$\varphi = 370^\circ$ ПКВ – кут повороту колінчастого валу;

$\lambda_k = 0,32$ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна;

– бічна сила N

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.2)$$

$$N = 33301,2 \cdot \operatorname{tg} 3,185^\circ = 1853,3 \text{ Н};$$

де β – кут між віссю циліндра і віссю шатуна

$$\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin \varphi), \quad (3.3)$$

$$\beta = \arcsin(0,32 \cdot \sin 370^\circ) = 3,185^\circ;$$

Вздовж осі шатуна діє сила S

$$S = \frac{P}{\cos \beta}, \quad (3.4)$$

$$S = 33301,2 / \cos 3,185^\circ = 33352,8 \text{ Н};$$

На кривошип діють сили:

– тангенціальна T і нормальна K

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad (3.5)$$

$$T = 33301,2 \cdot \frac{\sin(370^\circ + 3,185^\circ)}{\cos(3,185^\circ)} = 7607,9 \text{ Н};$$

$$K = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.6)$$

$$K = 33301,2 \cdot \frac{\cos(370^\circ + 3,185^\circ)}{\sin(3,185^\circ)} = 32473,5 \text{ Н}.$$

Значення сил для інших кутів, від $\varphi = 0^\circ$ до $\varphi = 720^\circ$ аналогічно розраховуються за формулами (3.1)–(3.6).

Таблиця 3.1 – Сили та моменти, діючі в двигуні (протокол динамічного розрахунку)

φ, ° ПКВ	P, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
1	2	3	4	5	6	7
0	-12 326,6	0,0	-12 326,6	0,0	-12 326,6	0,0
10	-12 005,5	-668,1	-12 024,1	-2 742,7	-11 707,1	-126,2
20	-11 068,2	-1 218,7	-11 135,1	-4 930,8	-9 983,9	-226,8
30	-9 589,9	-1 554,4	-9 715,1	-6 141,1	-7 527,9	-282,5
40	-7 687,1	-1 615,7	-7 855,0	-6 178,9	-4 850,1	-284,2
50	-5 505,1	-1 392,0	-5 678,4	-5 111,9	-2 472,3	-235,1
60	-3 203,7	-924,0	-3 334,3	-3 236,5	-801,6	-148,9
70	-940,6	-296,6	-986,2	-985,3	-43,0	-45,3
80	1 144,1	379,9	1 205,5	1 192,7	-175,5	54,9
90	2 940,2	993,1	3 103,4	2 940,2	-993,1	135,3
100	4 377,1	1 453,4	4 612,1	4 058,2	-2 191,4	186,7
110	5 427,2	1 711,2	5 690,5	4 514,6	-3 464,2	207,7
120	6 105,3	1 760,9	6 354,2	4 406,9	-4 577,7	202,7
130	6 462,3	1 634,0	6 665,7	3 900,1	-5 405,6	179,4
140	6 575,2	1 382,0	6 718,9	3 167,8	-5 925,2	145,7
150	6 533,7	1 059,0	6 619,0	2 349,7	-6 187,9	108,1
160	6 427,0	707,7	6 465,8	1 533,2	-6 281,4	70,5
170	6 329,7	352,3	6 339,5	752,2	-6 294,7	34,6
180	6 279,7	0,0	6 279,7	0,0	-6 279,7	0,0
190	6 323,3	-351,9	6 333,1	-751,5	-6 288,3	-34,6
200	6 434,1	-708,4	6 472,9	-1 534,9	-6 288,3	-70,6
210	6 563,5	-1 063,9	6 649,2	-2 360,4	-6 216,1	-108,6
220	6 638,7	-1 395,4	6 783,7	-3 198,4	-5 982,4	-147,1
230	6 573,5	-1 662,1	6 780,4	-3 967,2	-5 498,6	-182,5
240	6 282,5	-1 812,0	6 538,6	-4 534,8	-4 710,5	-208,6
250	5 695,4	-1 795,7	5 971,8	-4 737,8	-3 635,4	-217,9
260	4 771,5	-1 584,4	5 027,7	-4 423,9	-2 388,9	-203,5
270	3 511,9	-1 186,2	3 706,8	-3 511,9	-1 186,2	-161,5
280	1 969,4	-653,9	2 075,1	-2 053,0	-302,0	-94,4
290	256,8	-81,0	269,3	-269,0	11,7	-12,4
300	-1 444,8	416,7	-1 503,7	1 459,6	-361,5	67,1
310	-2 874,5	726,8	-2 965,0	2 669,2	-1 290,9	122,8
320	-3 675,1	772,5	-3 755,4	2 954,1	-2 318,8	135,9
330	-3 404,8	551,9	-3 449,3	2 180,4	-2 672,7	100,3
340	-1 660,5	182,8	-1 670,6	739,8	-1 497,9	34,0
350	3 600,4	-200,4	3 606,0	-822,5	3 511,0	-37,8
360	19 503,9	0,0	19 503,9	0,0	19 503,9	0,0

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7
370	33 301,2	1 853,3	33 352,8	7 607,9	32 473,5	350,0
380	29 661,8	3 266,0	29 841,1	13 214,0	26 755,9	607,8
390	18 810,0	3 048,9	19 055,5	12 045,4	14 765,5	554,1
400	11 663,0	2 451,4	11 917,9	9 374,7	7 358,7	431,2
410	8 054,1	2 036,5	8 307,6	7 478,8	3 617,1	344,0
420	6 663,9	1 922,0	6 935,6	6 732,2	1 667,4	309,7
430	6 523,3	2 056,7	6 839,8	6 833,3	298,4	314,3
440	6 998,1	2 323,8	7 373,8	7 295,3	-1 073,3	335,6
450	7 686,1	2 596,1	8 112,7	7 686,1	-2 596,1	353,6
460	8 341,7	2 769,9	8 789,6	7 734,0	-4 176,4	355,8
470	8 830,6	2 784,2	9 259,1	7 345,8	-5 636,5	337,9
480	9 100,0	2 624,7	9 471,0	6 568,5	-6 823,1	302,2
490	9 157,6	2 315,5	9 445,8	5 526,7	-7 660,1	254,2
500	9 051,4	1 902,5	9 249,2	4 360,7	-8 156,7	200,6
510	8 852,2	1 434,8	8 967,7	3 183,5	-8 383,7	146,4
520	8 636,2	950,9	8 688,4	2 060,2	-8 440,6	94,8
530	8 469,9	471,4	8 483,0	1 006,6	-8 423,1	46,3
540	8 359,3	0,0	8 359,3	0,0	-8 359,3	0,0
550	7 991,3	-444,7	8 003,7	-949,7	-7 947,1	-43,7
560	7 682,4	-845,9	7 728,8	-1 832,7	-7 508,4	-84,3
570	7 382,9	-1 196,7	7 479,3	-2 655,1	-6 992,1	-122,1
580	7 018,1	-1 475,1	7 171,5	-3 381,2	-6 324,4	-155,5
590	6 539,7	-1 653,5	6 745,5	-3 946,8	-5 470,3	-181,6
600	6 182,6	-1 783,2	6 434,6	-4 462,7	-4 635,6	-205,3
610	5 504,5	-1 735,5	5 771,6	-4 578,9	-3 513,5	-210,6
620	4 454,4	-1 479,1	4 693,5	-4 129,9	-2 230,1	-190,0
630	3 017,5	-1 019,2	3 185,0	-3 017,5	-1 019,2	-138,8
640	1 221,4	-405,6	1 287,0	-1 273,3	-187,3	-58,6
650	-863,3	272,2	-905,1	904,3	-39,5	41,6
660	-3 126,4	901,7	-3 253,9	3 158,4	-782,3	145,3
670	-5 427,8	1 372,4	-5 598,6	5 040,1	-2 437,6	231,8
680	-7 609,7	1 599,5	-7 776,0	6 116,7	-4 801,3	281,4
690	-9 512,6	1 541,9	-9 636,8	6 091,6	-7 467,2	280,2
700	-10 990,9	1 210,2	-11 057,3	4 896,3	-9 914,2	225,2
710	-11 928,2	663,8	-11 946,6	2 725,1	-11 631,7	125,4
720	-12 249,2	0,0	-12 249,2	0,0	-12 249,2	0,0

Обертальний момент на кривошипі розраховується за формулою

$$M = T \cdot r_k, \quad (3.7)$$

$$M = 7607,9 \cdot 0,046 = 350,96 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

За результатами динамічного розрахунку побудовано діаграми залежностей осьової сили на поршень Р, бічної сили на поршень N та сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип К та тангенціальної сили на кривошип Т (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ .

3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Маса поршневої групи

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.8)$$

$$m_{\Pi} = 85 \cdot 0,00636 = 0,541 \text{ кг}.$$

Маса шатунної групи

$$m_{\text{Ш}} = m'_{\text{Ш}} \cdot F_{\Pi}, \quad (3.9)$$

$$m_{\text{Ш}} = 125 \cdot 0,00636 = 0,795 \text{ кг}.$$

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot m_{\text{Ш}}, \quad (3.10)$$

$$m_{\text{ШП}} = 0,25 \cdot 0,795 = 0,198 \text{ кг}.$$

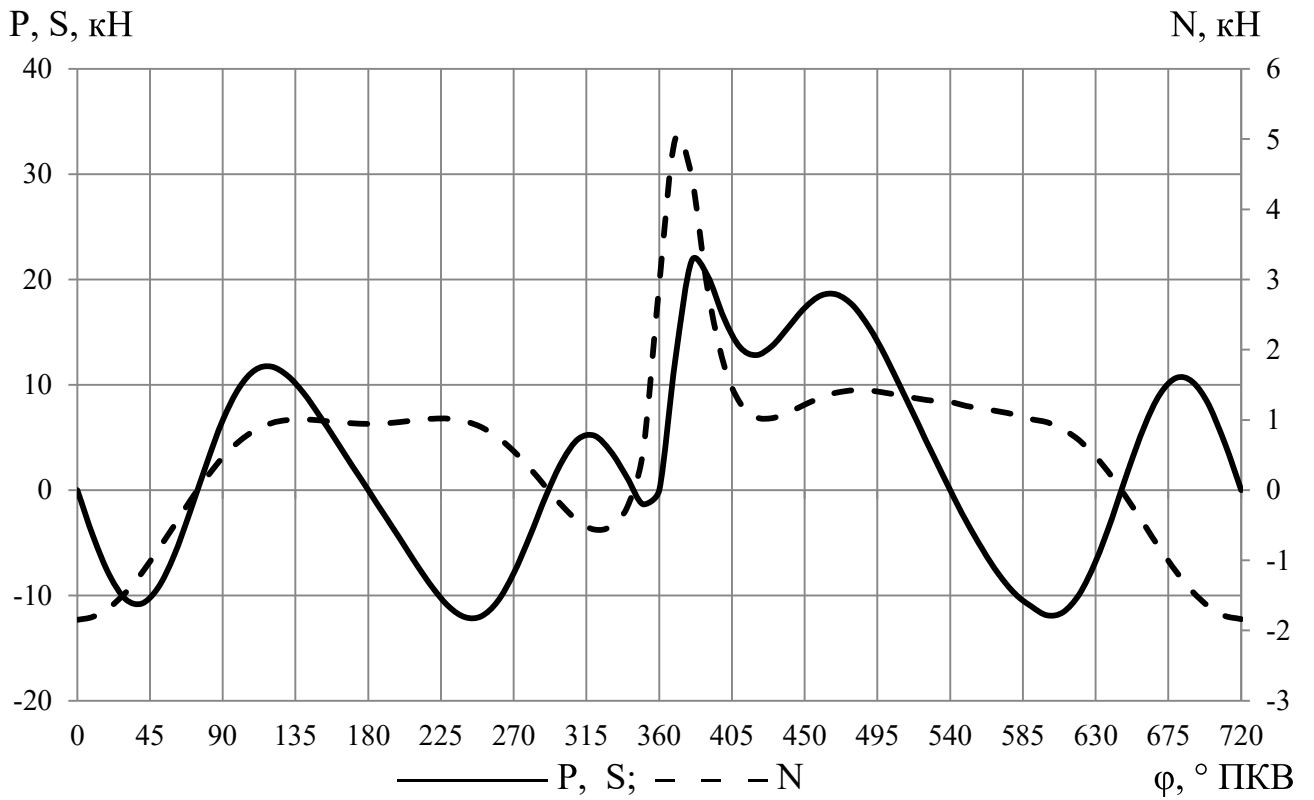


Рисунок 3.1 – Діаграми сил, які діють на поршень і шатун

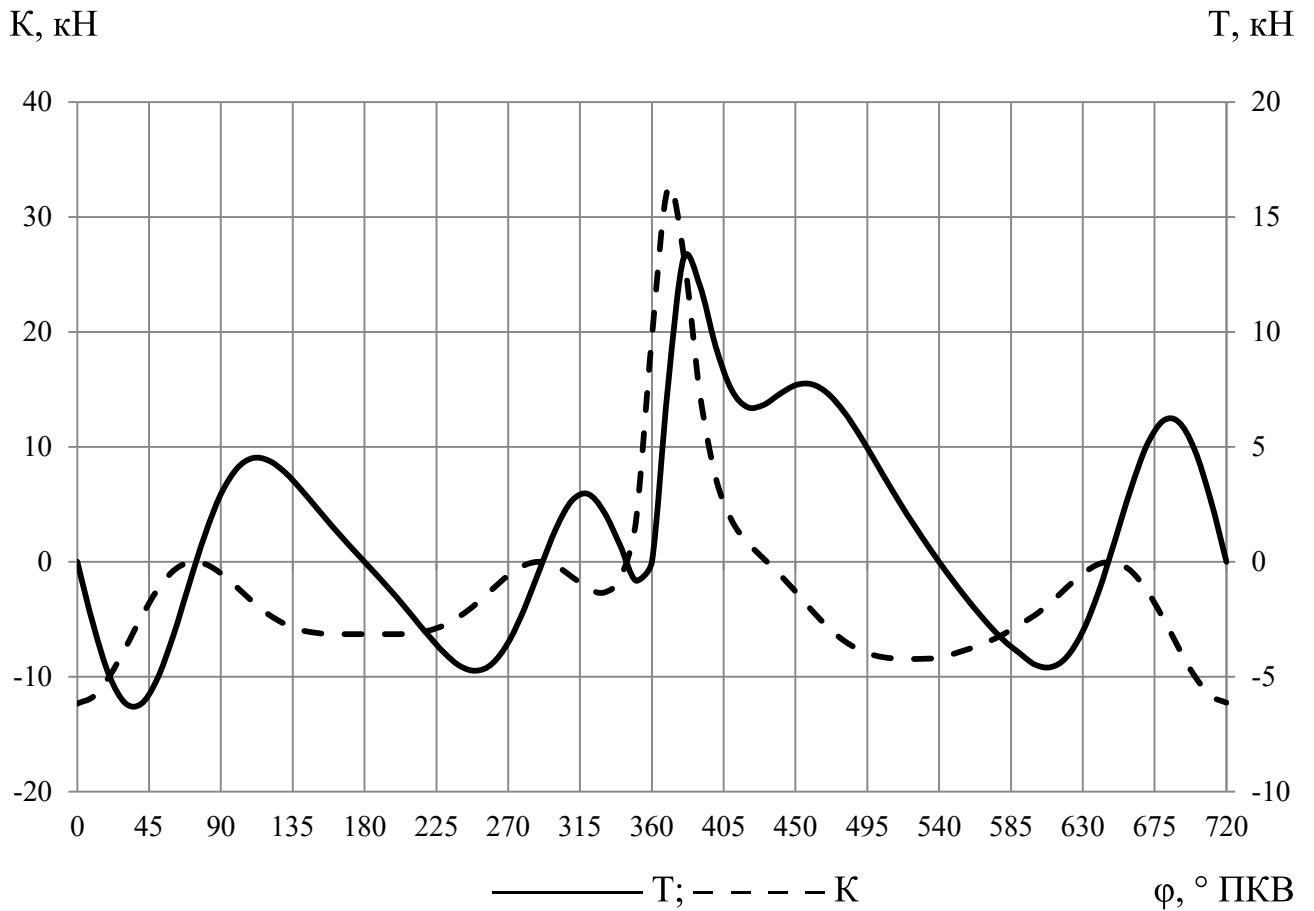


Рисунок 3.2 – Діаграми сил, які діють на кривошип колінчастого валу

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{шк} = 0,75 \cdot m_{ш}, \quad (3.11)$$

$$m_{шк} = 0,75 \cdot 0,795 = 0,596 \text{ кг.}$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_k = m'_k \cdot F_{\Pi}, \quad (3.12)$$

$$m_k = 150 \cdot 0,00636 = 0,954 \text{ кг,}$$

де $m'_k = m_k / F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймаємо $m'_k = 150 \text{ кг/м}^2$.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_{\Pi} + m_{шп}, \quad (3.13)$$

$$m_j = 0,541 + 0,198 = 0,739 \text{ кг.}$$

Маси, що здійснюють обертальний рух:

$$m_R = m_k + m_{шк}, \quad (3.14)$$

$$m_R = 0,954 + 0,596 = 1,550 \text{ кг.}$$

3.3 Сили інерції обертальних мас

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

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$K_R = -m_R \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (3.15)$$

$$K_R = -1,550 \cdot 0,046 \cdot 523,3^2 = -19528,1 \text{ Н},$$

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

r_k – радіус кривошипу, м;

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

Відцентрова сила інерції є результируючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$K_{R_{ш}} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2; \quad (3.16)$$

$$K_{R_{ш}} = -0,596 \cdot 0,046 \cdot 523,3^2 = -7510,8 \text{ Н};$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$K_{R_k} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.17)$$

$$K_{R_k} = -0,954 \cdot 0,046 \cdot 523,3^2 = -12017,3 \text{ Н};$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ та величини $K_{R_{ш}}$ та K_{R_k} , можна розрахувати сили, що діють на шатунні $R_{шш}$ та корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу.

3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна. Розрахунок виконується для кута ПКВ $\varphi = 370^\circ$ ПКВ.

Результируюча сила, що діє на шатунну шийку [4]

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \quad (3.18)$$

$$R_{\text{шш}} = \sqrt{7607,9^2 + 24962,7^2} = 26096,3 \text{ Н},$$

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

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

$$P_k = K + K_{R\text{ш}}, \quad (3.19)$$

$$P_k = 32473,5 + (-7510,8) = 24962,7 \text{ Н},$$

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

$K_{R\text{ш}}$ – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2}, \quad (3.20)$$

$$R_k = \sqrt{7607,9^2 + (-12017,3)^2} = 52555,2 \text{ Н},$$

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

$$K_{pk} = K - K_R, \quad (3.21)$$

$$K_{pk} = 32473,5 - (-19528,1) = 52001,6 \text{ Н}.$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну шийку при кутах повороту колінчастого валу від $\varphi = 0^\circ$ ПКВ до $\varphi = 720^\circ$ ПКВ, наведені в таблиці 3.2.

Графічна побудова сили $R_{\text{шш}}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рисунок 3.3) з полюсом в точці (0; 0). Для отримання полярної діаграми кінці результуючих сил $R_{\text{шш}}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавної кривої.

Таблиця 3.2 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

φ , ° ПКВ	P_k	K_{pk}	R_k	$R_{шш}$
0	-19837,4	7201,5	7201,5	19837,4
20	-17494,7	9544,2	10742,6	18176,3
40	-12360,9	14678,0	15925,5	13819,2
60	-8312,4	18726,5	19004,1	8920,3
80	-7686,3	19352,6	19389,4	7778,2
100	-9702,2	17336,7	17805,3	10516,8
120	-12088,5	14950,5	15586,4	12866,7
140	-13436,0	13602,9	13966,8	13804,4
160	-13792,2	13246,7	13335,1	13877,2
180	-13790,5	13248,4	13248,4	13790,5
200	-13799,1	13239,8	13328,4	13884,2
220	-13493,2	13545,7	13918,1	13867,1
240	-12221,3	14817,6	15496,0	13035,5
260	-9899,7	17139,2	17700,9	10843,2
280	-7812,8	19226,1	19335,4	8078,1
300	-7872,3	19166,6	19222,1	8006,5
320	-9829,6	17209,3	17461,0	10263,9
340	-9008,7	18030,2	18045,4	9039,0
360	11993,1	39032,0	39032,0	11993,1
370	24962,7	52001,6	52555,2	26096,3
380	19245,1	46284,0	48133,3	23344,9
400	-152,2	26886,8	28474,2	9376,0
420	-5843,4	21195,5	22239,0	8914,4
440	-8584,1	18454,8	19844,4	11265,3
460	-11687,2	15351,7	17189,8	14014,5
480	-14333,9	12705,1	14302,6	15767,2
500	-15667,5	11371,5	12178,9	16263,0
520	-15951,4	11087,5	11277,2	16083,9
540	-15870,1	11168,8	11168,8	15870,1
560	-15019,2	12019,7	12158,6	15130,6
580	-13835,2	13203,7	13629,8	14242,3
600	-12146,4	14892,5	15546,8	12940,3
620	-9740,9	17298,0	17784,1	10580,3
640	-7698,1	19340,8	19382,6	7802,7
660	-8293,1	18745,8	19010,0	8874,2
680	-12312,1	14726,8	15946,6	13747,8
700	-17425,0	9613,9	10789,0	18099,8
720	-19760,0	7278,9	7278,9	19760,0

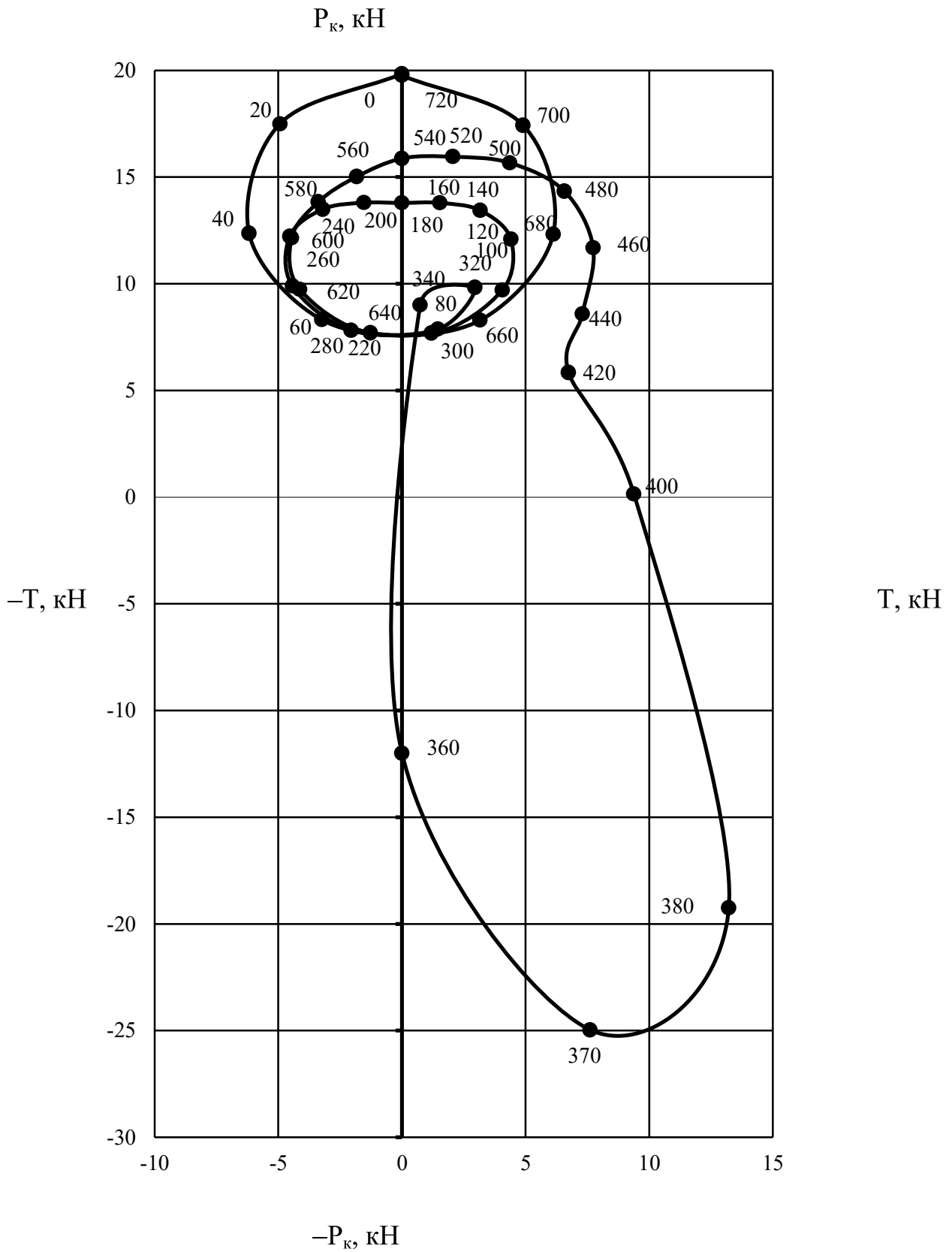


Рисунок 3.3 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{\text{шш.ср}}$, а також її максимального $R_{\text{шш.мах}}$ і мінімального $R_{\text{шш.мін}}$ значень полярну діаграму перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.4).

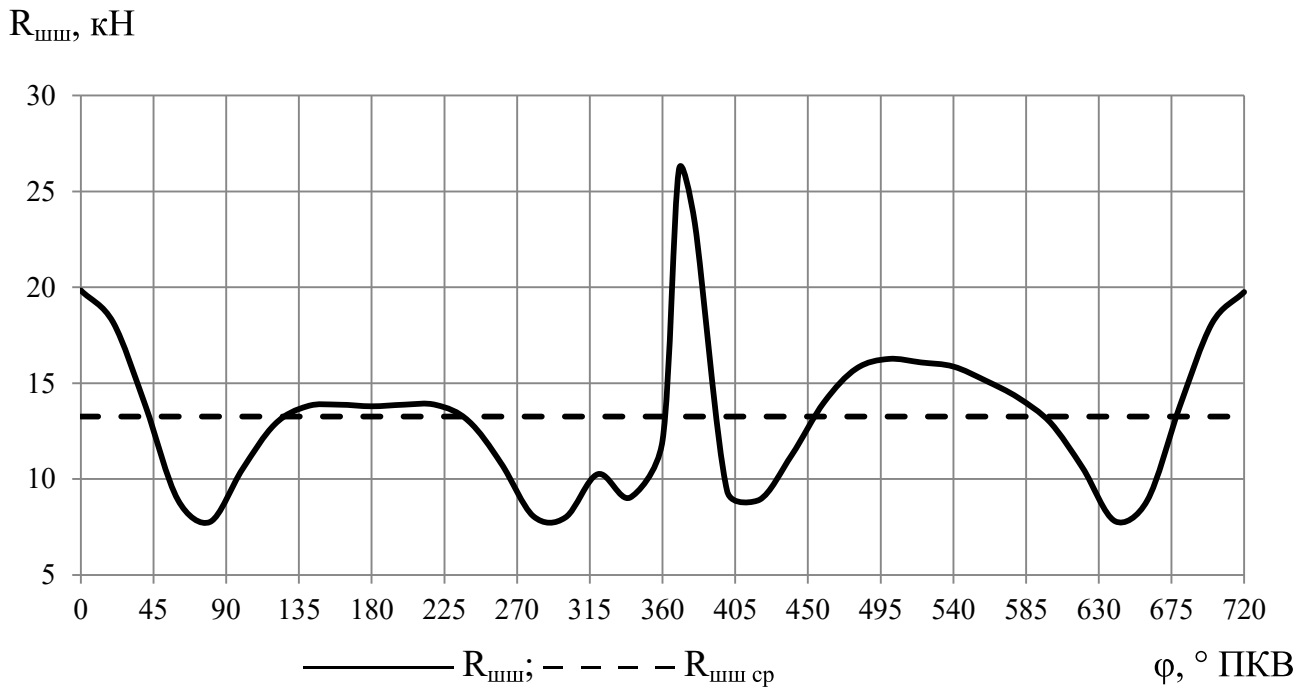


Рисунок 3.4 – Діаграма сили $R_{\text{шш}}$, діючої на шатунну шийку

З розгорнутої діаграмі $R_{\text{шш}}$ (рисунок 3.4) визначаємо:

- максимальне значення $R_{\text{шш.мах}} = 26096,3$ кН при $\varphi = 370^\circ$ ПКВ;
- мінімальне значення $R_{\text{шш.мін}} = 7,778$ кН при $\varphi = 80^\circ$ ПКВ;
- середнє значення $R_{\text{шш.ср}} = 13,265$ кН.

3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повноопорний, з шатунними шийками у кількості 4, корінними шийками у кількості 5. Шатунні шийки розташовані під кутом 180° .

Розраховуємо сили, при куті повороту колінчастого валу $\varphi = 380^\circ$ ПКВ:

– сила, діюча на першу корінну шийку

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot R_{к1}, \quad (3.22)$$

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot 48133,3 = -24066,7 \text{ Н.}$$

– сила, діюча на другу корінну шийку:

$$R_{кш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2}, \quad (3.23)$$

$$R_{кш2} = \sqrt{1952,3^2 + (-2120,9)^2} = 2882,6 \text{ Н,}$$

де

$$T_{к2} = -0,5 (T_1 - T_2), \quad (3.24)$$

$$T_{к2} = -0,5 \cdot (13214,0 - (-1832,7)) = -7523,3 \text{ Н;}$$

$$K_{к2} = -0,5 (K_{рк1} - K_{рк2}), \quad (3.25)$$

$$K_{к2} = -0,5 \cdot (46284,0 - 12019,7) = -17132,1 \text{ Н.}$$

– сила, діюча на третю корінну шийку:

$$R_{кш3} = \sqrt{T_{к3}^2 + K_{к3}^2}, \quad (3.26)$$

$$R_{кш3} = \sqrt{(-1693,8)^2 + 12629,7^2} = 12741,5 \text{ Н,}$$

де

$$T_{к3} = 0,5 (T_2 + T_3), \quad (3.27)$$

$$T_{к3} = -0,5 \cdot (-1832,7 + (-1534,9)) = -1683,8 \text{ Н;}$$

$$K_{к3} = 0,5 (K_{рк2} + K_{рк3}), \quad (3.28)$$

$$K_{к3} = -0,5 \cdot (12019,7 + 13239,8) = 12629,7 \text{ Н.}$$

Навантаження на четверту і п'яту корінні шийки у відповідності з порядком роботи двигуна і розташуванням кривошипів дорівнюють навантаженням, діючим на другу і першу шийки, але зміщені на 360° ПКВ:

$$R_{\text{кш}4(380)} = R_{\text{кш}2(20)} = 2509,5 \text{ Н};$$

$$R_{\text{кш}5(380)} = R_{\text{кш}1(20)} = -5371,3 \text{ Н}.$$

Розраховані значення для інших кутів $\varphi = 0 \dots 720^\circ$ ПКВ заносимо до таблиці 3.3. На рисунку 3.5 показана розгорнуті діаграми навантаження на корінні шийки двигуна.

3.6 Обертальний момент двигуна

Графік індикаторного обертального моменту для одного циліндра M_1 від кута повороту колінчастого валу показано на рисунку 3.6.

Середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{1 \text{ ср}} = 58,59 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Враховуючи порядок роботи циліндрів (1–3–4–2) складаємо таблицю обертальних моментів (таблиця 3.4).

Виконуємо складання моментів для кожного кута ПКВ, визначаємо сумарний індикаторний момент двигуна $M_{\text{сум}}$ (див. табл. 3.4). Графічно цей момент представлений на рисунку 3.7.

Сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна

$$M_{\text{сум ср}} = 4 \cdot M_{1 \text{ ср}} = 4 \cdot 58,59 = 234,36 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.29)$$

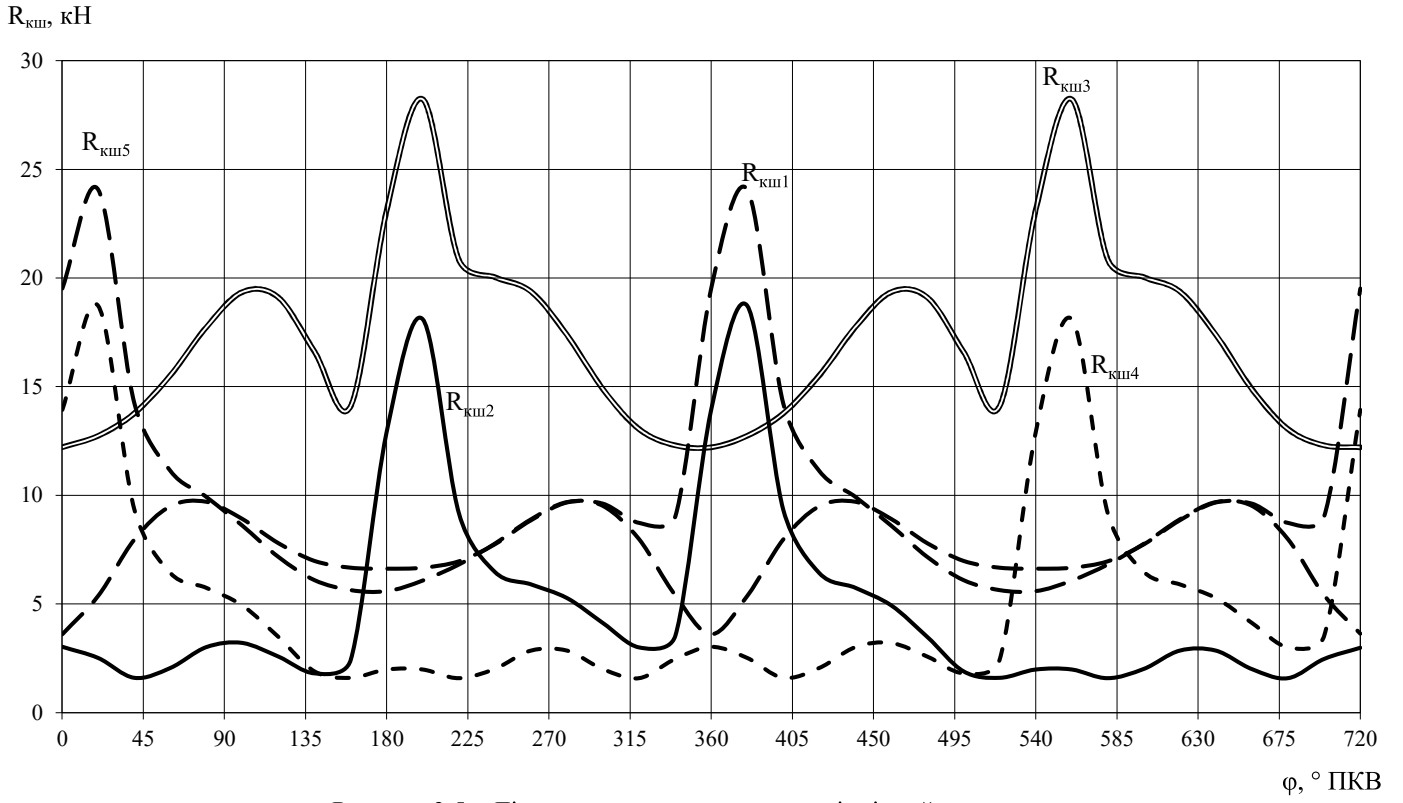


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на корінні шийки двигуна

Таблиця 3.3 – Навантаження на кривошип та корінні шийки, Н

Ф, ° ПКВ	1-ша корінна шийка	1-й кривошип		2-га корінна шийка			2-й кривошип	
	Ркш1	Т1	Крк1	Тк2	Кк2	Ркш2	Т2	Крк2
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	-3 600,8	0,0	7201,5	0,0	3023,4	3023,4	0,0	13248,4
20	-5 371,3	-4930,8	9544,2	1698,0	1847,8	2509,5	-1534,9	13239,8
40	-7 962,8	-6178,9	14678,0	1490,3	-566,2	1594,2	-3198,4	13545,7
60	-9 502,1	-3236,5	18726,5	-649,1	-1954,5	2059,4	-4534,8	14817,6
80	-9 694,7	1192,7	19352,6	-2808,3	-1106,7	3018,5	-4423,9	17139,2
100	-8 902,7	4058,2	17336,7	-3055,6	944,7	3198,3	-2053,0	19226,1
120	-7 793,2	4406,9	14950,5	-1473,6	2108,1	2572,1	1459,6	19166,6
140	-6 983,4	3167,8	13602,9	-106,9	1803,2	1806,4	2954,1	17209,3
160	-6 667,5	1533,2	13246,7	-396,7	2391,8	2424,5	739,8	18030,2
180	-6 624,2	0,0	13248,4	0,0	12891,8	12891,8	0,0	39032,0
200	-6 664,2	-1534,9	13239,8	7374,4	16522,1	18093,2	13214,0	46284,0
220	-6 959,1	-3198,4	13545,7	6286,5	6670,5	9166,1	9374,7	26886,8
240	-7 748,0	-4534,8	14817,6	5633,5	3189,0	6473,5	6732,2	21195,5
260	-8 850,5	-4423,9	17139,2	5859,6	657,8	5896,4	7295,3	18454,8
280	-9 667,7	-2053,0	19226,1	4893,5	-1937,2	5263,0	7734,0	15351,7
300	-9 611,0	1459,6	19166,6	2554,4	-3230,8	4118,6	6568,5	12705,1
320	-8 730,5	2954,1	17209,3	703,3	-2918,9	3002,5	4360,7	11371,5
340	-9 022,7	739,8	18030,2	660,2	-3471,4	3533,6	2060,2	11087,5
360	-19 516,0	0,0	39032,0	0,0	-13931,6	13931,6	0,0	11168,8
380	-24 066,7	13214,0	46284,0	-7523,3	-17132,1	18711,2	-1832,7	12019,7
400	-14 237,1	9374,7	26886,8	-6377,9	-6841,5	9353,3	-3381,2	13203,7
420	-11 119,5	6732,2	21195,5	-5597,4	-3151,5	6423,6	-4462,7	14892,5
440	-9 922,2	7295,3	18454,8	-5712,6	-578,4	5741,8	-4129,9	17298,0
460	-8 594,9	7734,0	15351,7	-4503,6	1994,5	4925,5	-1273,3	19340,8
480	-7 151,3	6568,5	12705,1	-1705,1	3020,4	3468,4	3158,4	18745,8
500	-6 089,5	4360,7	11371,5	878,0	1677,7	1893,5	6116,7	14726,8
520	-5 638,6	2060,2	11087,5	1418,1	-736,8	1598,0	4896,3	9613,9
540	-5 584,4	0,0	11168,8	0,0	-1983,6	1983,6	0,0	7201,5
560	-6 079,3	-1832,7	12019,7	-1549,1	-1237,8	1982,8	-4930,8	9544,2
580	-6 814,9	-3381,2	13203,7	-1398,9	737,2	1581,2	-6178,9	14678,0
600	-7 773,4	-4462,7	14892,5	613,1	1917,0	2012,6	-3236,5	18726,5
620	-8 892,1	-4129,9	17298,0	2661,3	1027,3	2852,7	1192,7	19352,6
640	-9 691,3	-1273,3	19340,8	2665,7	-1002,1	2847,8	4058,2	17336,7
660	-9 505,0	3158,4	18745,8	624,2	-1897,7	1997,7	4406,9	14950,5
680	-7 973,3	6116,7	14726,8	-1474,5	-562,0	1577,9	3167,8	13602,9
700	-5 394,5	4896,3	9613,9	-1681,6	1816,4	2475,2	1533,2	13246,7
720	-3 639,5	0,0	7278,9	0,0	2984,7	2984,7	0,0	13248,4

Продовження таблиці 3.3

Ф, ° ПКВ	3-тя корінна шийка			3-й кривошип		4-та корінна шийка	4-й кривошип		5-та корінна шийка
	T _{к3}	K _{к3}	R _{кш3}	T ₃	K _{рк3}	R _{кш4}	T ₄	K _{рк4}	R _{кш5}
1	10	11	12	13	14	15	16	17	18
0	0,0	12208,6	12208,6	0,0	11168,8	13931,6	0,0	39032,0	-19516,0
20	-1683,8	12629,7	12741,5	-1832,7	12019,7	18711,2	13214,0	46284,0	-24066,7
40	-3289,8	13374,7	13773,3	-3381,2	13203,7	9353,3	9374,7	26886,8	-14237,1
60	-4498,8	14855,0	15521,3	-4462,7	14892,5	6423,6	6732,2	21195,5	-11119,5
80	-4276,9	17218,6	17741,8	-4129,9	17298,0	5741,8	7295,3	18454,8	-9922,2
100	-1663,1	19283,4	19355,0	-1273,3	19340,8	4925,5	7734,0	15351,7	-8594,9
120	2309,0	18956,2	19096,3	3158,4	18745,8	3468,4	6568,5	12705,1	-7151,3
140	4535,4	15968,1	16599,7	6116,7	14726,8	1893,5	4360,7	11371,5	-6089,5
160	2818,0	13822,1	14106,4	4896,3	9613,9	1598,0	2060,2	11087,5	-5638,6
180	0,0	23116,8	23116,8	0,0	7201,5	1983,6	0,0	11168,8	-5584,4
200	4141,6	27914,1	28219,7	-4930,8	9544,2	1982,8	-1832,7	12019,7	-6079,3
220	1597,9	20782,4	20843,7	-6178,9	14678,0	1581,2	-3381,2	13203,7	-6814,9
240	1747,8	19961,0	20037,4	-3236,5	18726,5	2012,6	-4462,7	14892,5	-7773,4
260	4244,0	18903,7	19374,3	1192,7	19352,6	2852,7	-4129,9	17298,0	-8892,1
280	5896,1	16344,2	17375,2	4058,2	17336,7	2847,8	-1273,3	19340,8	-9691,3
300	5487,7	13827,8	14876,9	4406,9	14950,5	1997,7	3158,4	18745,8	-9505,0
320	3764,2	12487,2	13042,2	3167,8	13602,9	1577,9	6116,7	14726,8	-7973,3
340	1796,7	12167,1	12299,0	1533,2	13246,7	2475,2	4896,3	9613,9	-5394,5
360	0,0	12208,6	12208,6	0,0	13248,4	3023,4	0,0	7201,5	-3600,8
380	-1683,8	12629,7	12741,5	-1534,9	13239,8	2509,5	-4930,8	9544,2	-5371,3
400	-3289,8	13374,7	13773,3	-3198,4	13545,7	1594,2	-6178,9	14678,0	-7962,8
420	-4498,8	14855,0	15521,3	-4534,8	14817,6	2059,4	-3236,5	18726,5	-9502,1
440	-4276,9	17218,6	17741,8	-4423,9	17139,2	3018,5	1192,7	19352,6	-9694,7
460	-1663,1	19283,4	19355,0	-2053,0	19226,1	3198,3	4058,2	17336,7	-8902,7
480	2309,0	18956,2	19096,3	1459,6	19166,6	2572,1	4406,9	14950,5	-7793,2
500	4535,4	15968,1	16599,7	2954,1	17209,3	1806,4	3167,8	13602,9	-6983,4
520	2818,0	13822,1	14106,4	739,8	18030,2	2424,5	1533,2	13246,7	-6667,5
540	0,0	23116,8	23116,8	0,0	39032,0	12891,8	0,0	13248,4	-6624,2
560	4141,6	27914,1	28219,7	13214,0	46284,0	18093,2	-1534,9	13239,8	-6664,2
580	1597,9	20782,4	20843,7	9374,7	26886,8	9166,1	-3198,4	13545,7	-6959,1
600	1747,8	19961,0	20037,4	6732,2	21195,5	6473,5	-4534,8	14817,6	-7748,0
620	4244,0	18903,7	19374,3	7295,3	18454,8	5896,4	-4423,9	17139,2	-8850,5
640	5896,1	16344,2	17375,2	7734,0	15351,7	5263,0	-2053,0	19226,1	-9667,7
660	5487,7	13827,8	14876,9	6568,5	12705,1	4118,6	1459,6	19166,6	-9611,0
680	3764,2	12487,2	13042,2	4360,7	11371,5	3002,5	2954,1	17209,3	-8730,5
700	1796,7	12167,1	12299,0	2060,2	11087,5	3533,6	739,8	18030,2	-9022,7
720	0,0	12208,6	12208,6	0,0	11168,8	13931,6	0,0	39032,0	-19516,0

Таблиця 3.4 – Таблиця індикаторних обертальних моментів всіх циліндрів, та сумарного індикаторного обертального моменту двигуна

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	M_1	M_2	M_3	M_4	$M_{\text{сум}}$
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20	-226,8	-70,6	-84,3	607,8	226,1
40	-284,2	-147,1	-155,5	431,2	-155,6
60	-148,9	-208,6	-205,3	309,7	-253,1
80	54,9	-203,5	-190,0	335,6	-3,0
100	186,7	-94,4	-58,6	355,8	389,4
120	202,7	67,1	145,3	302,2	717,3
140	145,7	135,9	281,4	200,6	763,6
160	70,5	34,0	225,2	94,8	424,6
180	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
200	-70,6	607,8	-226,8	-84,3	226,1
220	-147,1	431,2	-284,2	-155,5	-155,6
240	-208,6	309,7	-148,9	-205,3	-253,1
260	-203,5	335,6	54,9	-190,0	-3,0
280	-94,4	355,8	186,7	-58,6	389,4
300	67,1	302,2	202,7	145,3	717,3
320	135,9	200,6	145,7	281,4	763,6
340	34,0	94,8	70,5	225,2	424,6
360	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
380	607,8	-84,3	-70,6	-226,8	226,1
400	431,2	-155,5	-147,1	-284,2	-155,6
420	309,7	-205,3	-208,6	-148,9	-253,1
440	335,6	-190,0	-203,5	54,9	-3,0
460	355,8	-58,6	-94,4	186,7	389,4
480	302,2	145,3	67,1	202,7	717,3
500	200,6	281,4	135,9	145,7	763,6
520	94,8	225,2	34,0	70,5	424,6
540	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
560	-84,3	-226,8	607,8	-70,6	226,1
580	-155,5	-284,2	431,2	-147,1	-155,6
600	-205,3	-148,9	309,7	-208,6	-253,1
620	-190,0	54,9	335,6	-203,5	-3,0
640	-58,6	186,7	355,8	-94,4	389,4
660	145,3	202,7	302,2	67,1	717,3
680	281,4	145,7	200,6	135,9	763,6
700	225,2	70,5	94,8	34,0	424,6
720	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

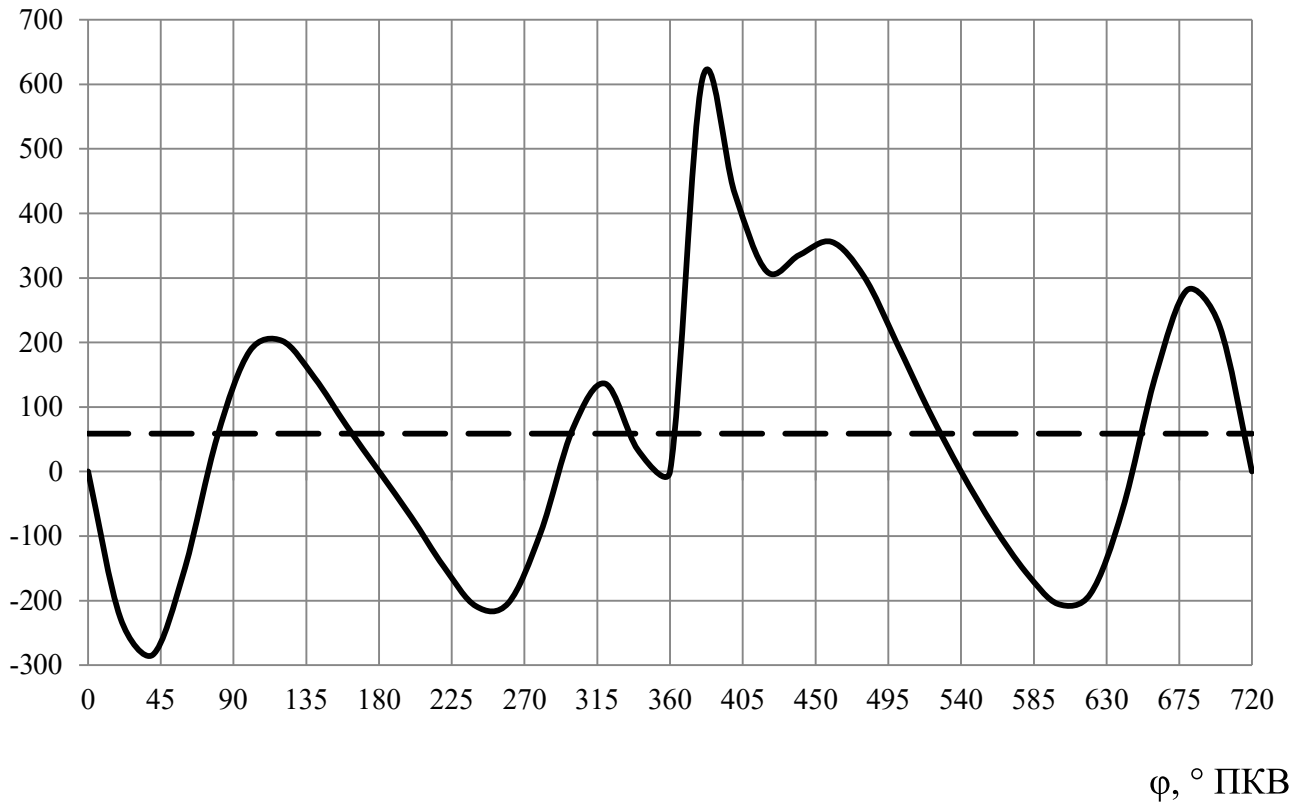
$M_{i1}, \text{Н}\cdot\text{м}$


Рисунок 3.6 – Діаграма індикаторного крутного моменту від одного циліндра

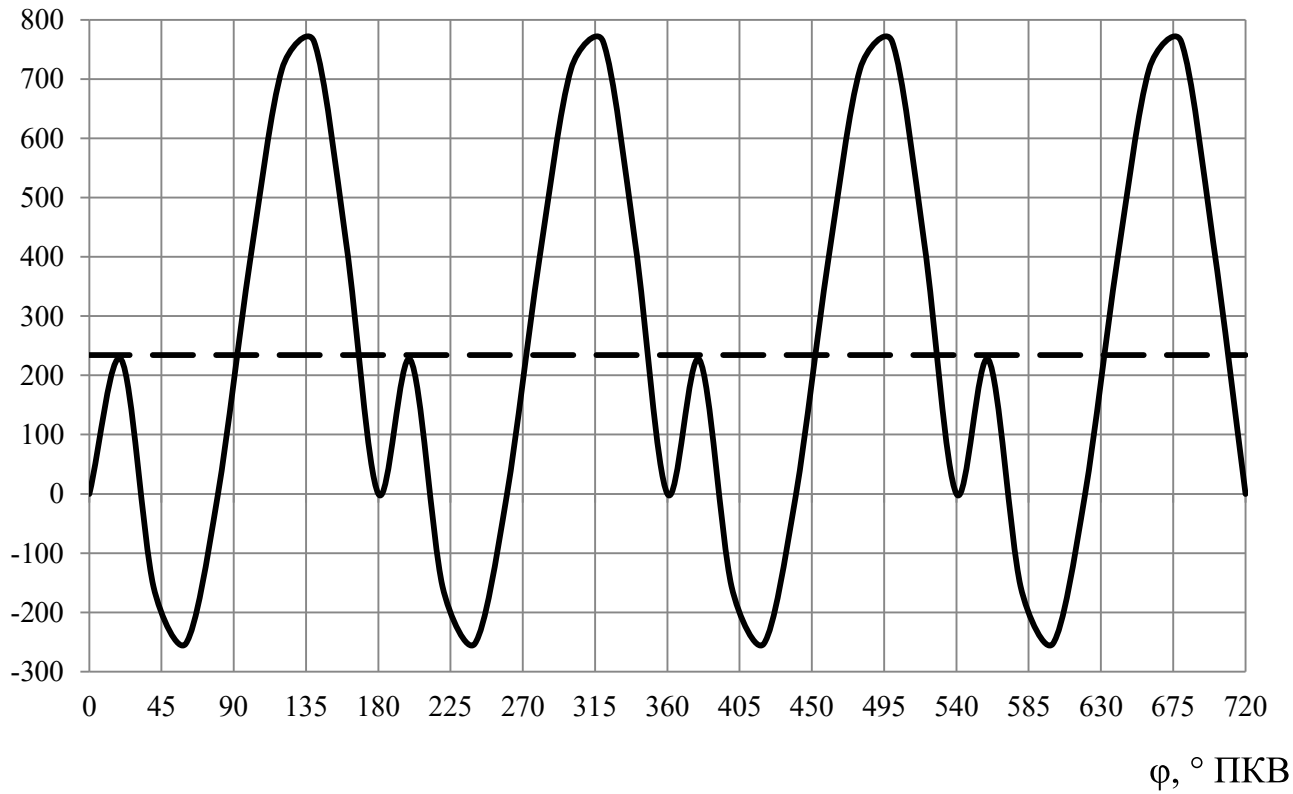
 $M_{i \text{ сум}}, \text{Н}\cdot\text{м}$


Рисунок 3.7 – Діаграма індикаторного крутного моменту двигуна

Дійсний ефективний обертальний момент, знімаємий з валу двигуна

$$M_e = M_{\text{сум ср}} \cdot \eta_m = 234,36 \cdot 0,82 = 192,18 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.30)$$

де $\eta_m = 0,82$ – механічний ККД двигуна (з теплового розрахунку).

Також середній ефективний обертальний момент можна знайти, знаючи ефективну потужність двигуна та кутову швидкість обертання валу:

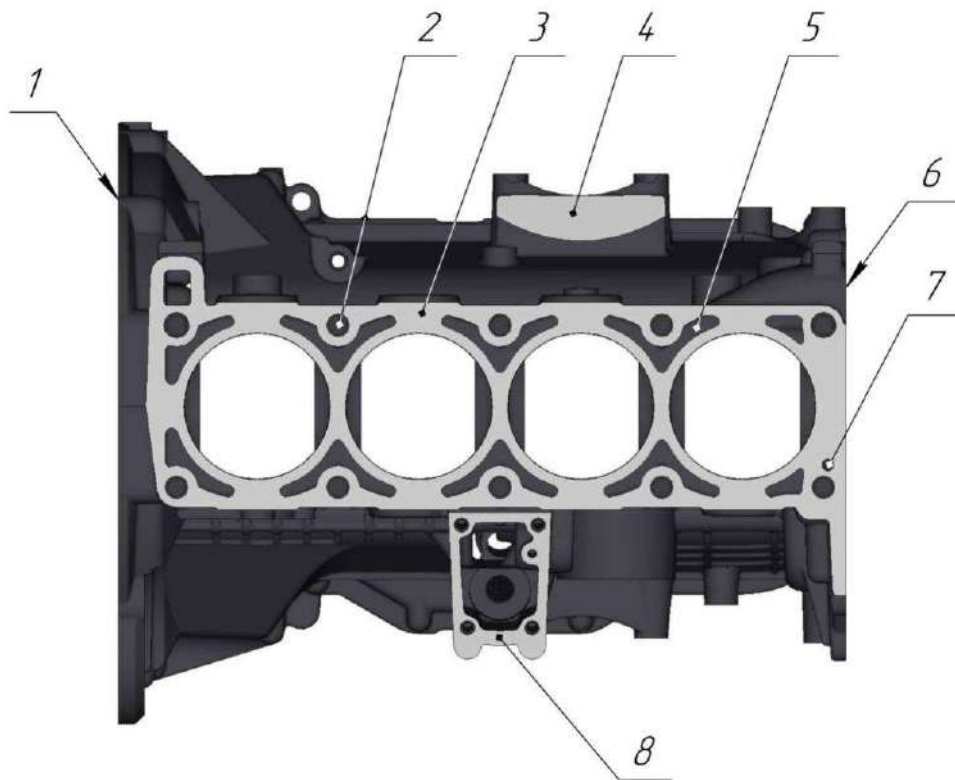
$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{105,03 \cdot 10^3}{523,3} = 200,71 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.31)$$

Різниця між розрахованими значеннями складає $\Delta M_e = 4,4 \%$ – отже, динамічний розрахунок 4-тактного 4-циліндрового бензинового ДВЗ виконано вірно.

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

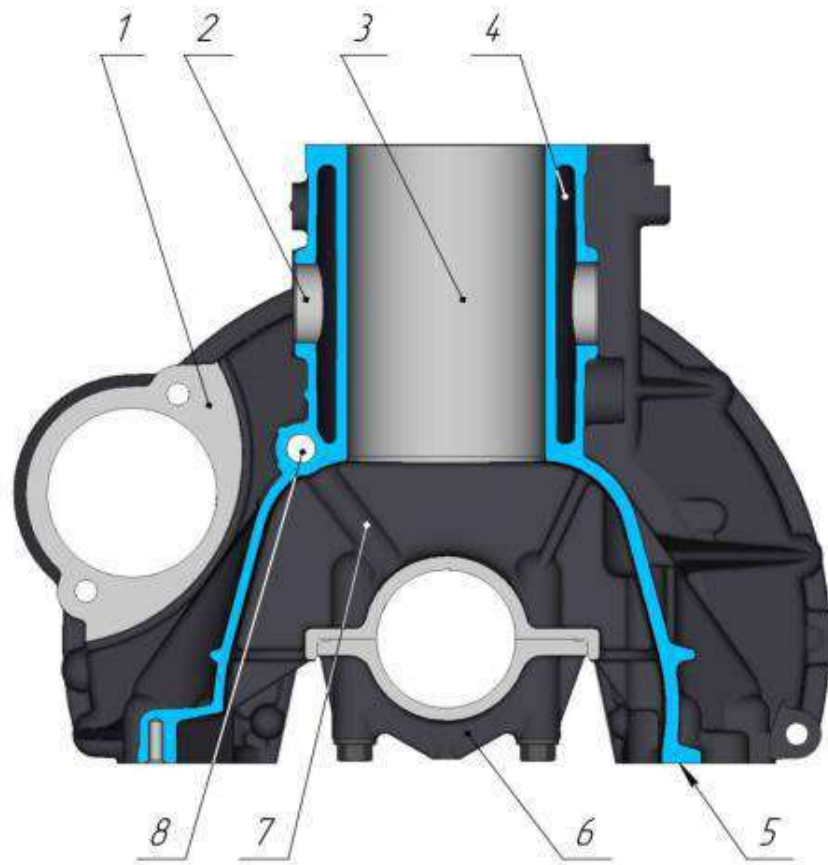
4.1 Остов та кривошипно-шатунний механізм

Блок циліндрів (рис. 4.1, 4.2) із сірого чавуну, виконаний у вигляді моноблока з картерною частиною опущеної нижче осі колінчастого валу. У нижній частині блоку розташовані п'ять гнізд корінних підшипників. Кришки корінних підшипників, що виготовляються з міцного чавуну, обробляються в зборі з блоком циліндрів і тому вони не взаємозамінні.



1 – фланець кріплення коробки зміни передач; 2 – різьбові отвори для кріплення головки циліндрів (10 отв.); 3 – площина прилягання головки циліндрів; 4 – місце маркування двигуна; 5 – вікна сорочки охолодження; 6 – площина прилягання кришки ланцюга; 7 - отвір для підведення оливи в головку циліндрів; 8 – фланець кріплення кришки приводу масляного насоса

Рисунок 4.1 – Блок циліндрів (вид зверху)



1 – фланець кріплення стартера; 2 – технологічні отвори, що закриваються заглушками; 3 – дзеркало циліндра; 4 – сорочка охолодження; 5 – фланець кріплення масляного картера; 6 – кришка корінного підшипника; 7 – канал підведення оливи до корінного підшипника; 8 – магістраль для оливи

Рисунок 4.2 – Блок циліндрів (поперечний розріз по осі циліндра)

Головка циліндрів (рисунок 1.1) відлита з алюмінієвого сплаву, має два впускні і два випускні клапани на кожен циліндр. У верхній частині головки циліндрів розміщено два розподільні вали. Кришки опор розподільних валів обробляються в зборі з головкою циліндрів і тому вони не взаємозамінні. Отвори під свічки запалювання знаходяться у центральній частині камери згоряння [6].

Між головкою циліндрів та блоком циліндрів може встановлюватися сталева («жорстка») двошарова прокладка головки циліндрів або азбостальна («м'яка») прокладка головки циліндрів. Жорстка та м'яка прокладки мають

різну товщину в стислому стані (жорстка - тонша) і повинні застосовуватися спільно з різними поршнями.

Поршень (рис. 4.3) із алюмінієвого сплаву. Спідниця поршня виконана з бочкоподібним вертикальним профілем та мікрорельєфом для покращення припрацьовування та зниження втрат на тертя. У поперечному (горизонтальному) перерізі спідниця поршня має форму овалу, де більший радіус розташований перпендикулярно до осі поршневого пальця.



1 – стопорні кільця; 2 – поршень; 3 – шатун; 4 – болти шатуна; 5 – кришка шатуна; 6 – гайки; 7 – поршневі кільця; 8 – поршковий палець; 9 – втулка шатуна

Рисунок 4.3 – Поршень і шатун

На днищі кожного поршня зроблено виїмку для розташування частини камери згоряння і чотири цековки, які запобігають дотику (удари) в днище поршня тарілок клапанів при порушенні фаз газорозподілу.

Поршневі кільця (рис. 4.3) встановлюються по три на кожному поршні: два компресійних і одне маслоснімне. Верхнє компресійне кільце виготовляється з високоміцного чавуну. Прилягаюча до циліндра робоча зовнішня поверхня верхнього компресійного кільця має бочкоподібну форму. Для збільшення зносостійкості ця поверхня покрита хромом. Нижнє компресійне кільце виготовляється з сірого чавуну, має зовнішню конічну поверхню. Маслоснімальне кільце збірне. Складається з двох сталевих кільцевих дискових елементів і пружинного розширювача.

Поршневі пальці (рис. 4.3) мають трубчастий переріз, виготовлені зі сталі, плаваючого типу. Під час роботи двигуна вони вільно обертаються у бобишках поршня та втулці шатуна. Для підвищення твердості та зносостійкості їхня зовнішня поверхня зазнає хіміко-термічного зміцнення. Осьове переміщення поршневого пальця обмежене стопорними кільцями, які встановлені в канавках бобишок поршня.

Шатун (рис. 4.3) – сталевий, кований, зі стрижнем двотаврового перерізу та поздовжнім отвором подачі оливи для змащення підшипника поршневого пальця та охолодження днища поршня. У поршневу голівку шатуна запресовано бронзову втулку, що служить підшипником поршневого пальця.

Кришка шатуна кріпиться до шатуна двома центруючими болтами з гайками. Кришка обробляється разом з шатуном, тому кришки не можна переставляти з одного шатуна на інший.

Колінчастий вал – п'ятипорний, відлитий з високоміцного чавуну. Для розвантаження корінних підшипників від відцентрових сил колінчастий вал має вісім противаг. Зносостійкість корінних, шатунних шийок і поверхонь заднього фланця, що контактують з робочою кромкою манжети, забезпечується поверхневим загартуванням струмами високої частоти. Галтелі корінних і

шатунних шийок валу наочуються роликми для їхнього зміцнення. Вал динамічно збалансований.

У корінних (крім середньої) та шатунних шийках просвердлені наскрізні отвори, які з'єднуються косими свердліннями, що проходять крізь шийки та щокки валу. Дані канали служать для подачі оливи до шатунних підшипників.

У місці виходу масляних отворів у щоках знаходяться спеціальні брудоуловлювальні порожнини, закриті різьбовими пробками. У процесі обертання колінчастого валу бруд і продукти зносу, що знаходяться в оливі, відокремлюються за рахунок дії відцентрової сили інерції та накопичуються у цих порожнинах. Відбувається додаткове, крім фільтра, очищення оливи.

Напрямок обертання колінчастого валу – праве (при напрямку погляду на шків-демпфер).

Колінчастий вал обертається в опорах блоку циліндрів, у яких розташовані вкладиші підшипників, упорними підшипниками та їй опори.

Корінні та шатунні вкладиші сталевалюмінієві. Верхні вкладиші корінних підшипників мають канавку та отвір для подачі оливи, нижні без канавок. Верхні та нижні вкладиші шатунних підшипників однакові, з отвором для підведення оливи в масляний канал шатуна.

Осьове переміщення колінчастого валу обмежується розпорними напівшайбами, розташованими по обидва боки середньої (третьої) корінної опори у проточках кришки та блоку циліндрів. Напівшайби антифрикційним шаром (поверхнею з канавками) звернені до щок колінчастого валу. Нижні напівшайби утримуються від обертання за рахунок виступів, що входять у пази на торцях кришки середнього корінного підшипника.

Нижні напівшайби упорного підшипника сталевалюмінієві. Верхні напівшайби упорного підшипника виконані повністю з алюмінієвого сплаву.

На носку колінчастого валу на шпонках встановлені привідна зірочка першого ступеня приводу розподільних валів і шків-демпфер з маточиною, закріплені стяжним болтом.

Шків-демпфер колінчастого валу має спеціальний еластомірний гумовий елемент, що служить для гасіння крутильних коливань колінчастого валу, з подальшим зниженням шуму та покращенням умов роботи ланцюгового приводу розподільних валів.

Маховик – відлитий із сірого чавуну, має напресований сталевий зубчастий вінець, зміцнений загартуванням струмами високої частоти. Статичне балансування маховика проводиться окремо від колінчастого валу.

4.2 Газорозподільний механізм

Привід розподільних валів – ланцюговий, двоступінчастий.

Розподільні вали (рис. 1.1) – відлиті зі спеціального легованого чавуну. Для досягнення високої зносостійкості робочих поверхонь застосовується відбіл кулачків.

Розподільні вали обертаються вдвічі повільніше колінчастого валу в підшипниках, утворених головкою циліндрів і зйомними алюмінієвими кришками. Від осьових переміщень розподільні вали утримуються упорними півкільцями з поліаміду, які входять у проточки на передній опорній шийці валів та передній кришці розподільних валів.

Впускний та випускний розподільні вали мають різний профіль кулачків. Розподільні вали забезпечують фази газорозподілу, показані на рисунку 4.4, та висоту підйому впускних клапанів 8 мм, випускних – 9 мм.

Привід клапанів (рис. 1.1) здійснюється двома розподільними валами і 9, розташованими в головці циліндрів. Кулачки розподільчих валів діють безпосередньо на гідроштовхачі, які переміщуються в циліндричних отворах головки циліндрів. Застосування гідравлічних штовхачів у приводі клапанів не потребує регулювання зазорів.

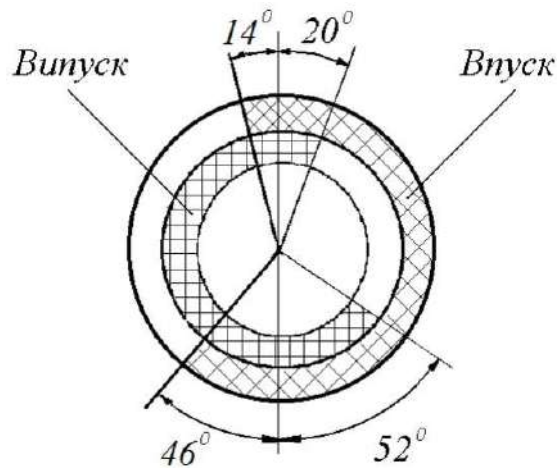


Рисунок 4.4 – Фази газорозподілу

Клапани виготовлені з жароміцної сталі та мають можливість у процесі роботи прокручуватися. Клапани працюють у чавунних напрямних втулках, запресованих у головку циліндрів. Сідла клапанів виготовлені із порошкового матеріалу методом порошкової металургії.

Гідроштовхачі виконані у вигляді циліндричного стакана з плунжерною парою гідрокомпенсатора всередині та канавкою з отвором для підведення оливи від магістралі в головці циліндрів зовні. Гідроштовхачі забезпечують безззорний контакт кулачка розподільчого валу з торцем клапана за рахунок тиску оливи та дії пружини гідрокомпенсатора.

Проміжний вал служить для приводу масляного насоса. Передня та задня опорні шийки збірного проміжного валу виготовлені з порошкового матеріалу методом порошкової металургії та напресовані на сталевий валик.

4.3 Система мащення

Система мащення комбінована, з подачею оливи до поверхонь тертя під тиском, розбризуванням і автоматичним регулюванням температури оливи термодіафрагмою.

Система мащення включає: масляний картер, масляний насос з прийомним патрубком і редукційним клапаном, привід масляного насоса, мастильні канали в блоці циліндрів.

Масляний насос (рис. 1.1) – шестеренного типу, встановлений всередині масляного картера, кріпиться з прокладкою двома болтами до блоку циліндрів і тримачем до кришки третього корінного підшипника.

Корпус насоса відлитий з алюмінієвого сплаву, перегородка та шестерні виготовлені з металокераміки. До корпусу трьома гвинтами кріпиться литий алюмінієвого сплаву приймальний патрубок з сіткою, в якому встановлений редукційний клапан.

Редукційний клапан плунжерного типу, розташований у приймальному патрубку масляного насоса. Плунжер клапана сталевий, для збільшення твердості та зносостійкості зовнішньої робочої поверхні підданий нітроцементациї.

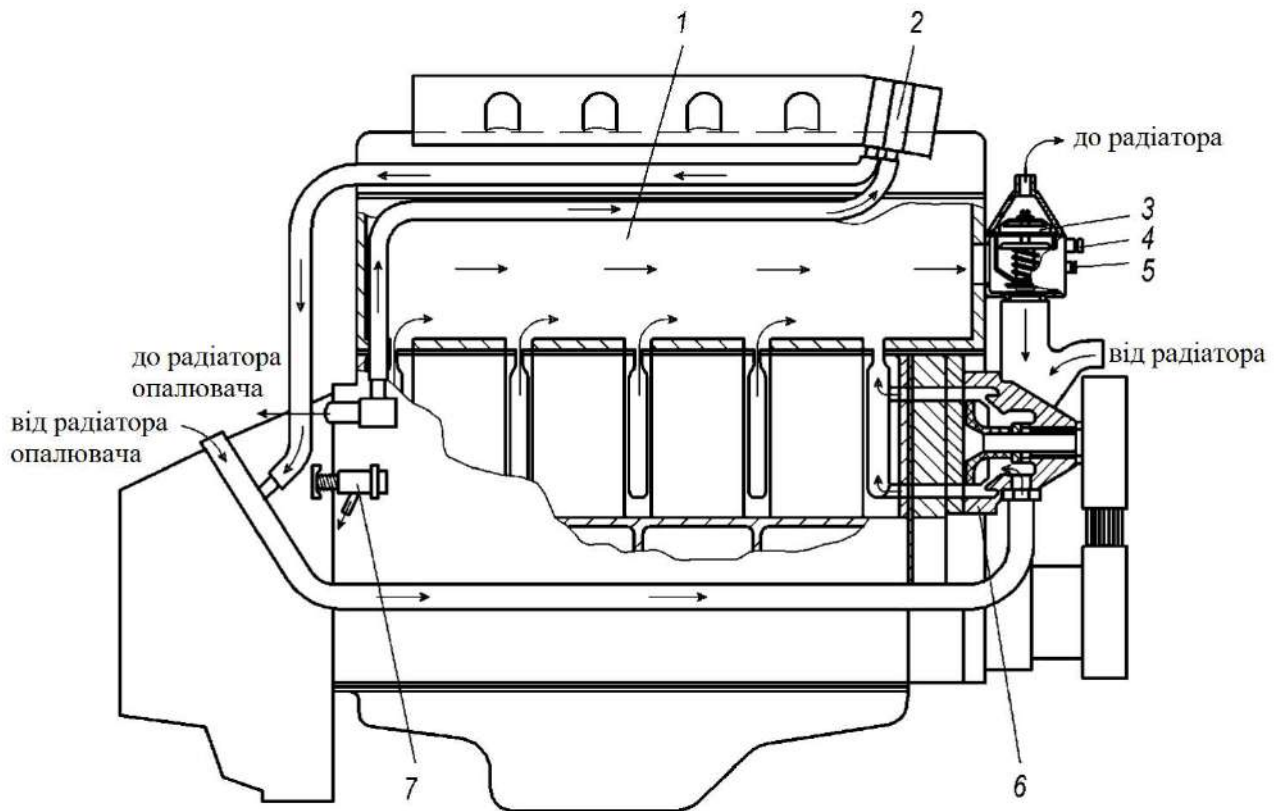
Привід масляного насоса здійснюється парою гвинтових шестерень від проміжного валу приводу розподільчих валів.

Масляний фільтр – повнопоточний масляний фільтр тонкого очищення нерозбірної конструкції.

4.4 Система охолодження

Система охолодження (рис. 4.5) – рідинна, закрита, з примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини. Система охолодження складається з водяної сорочки блоку циліндрів та головки циліндрів двигуна 1, водяного насоса 6 та термостата 3.

Злив охолоджуючої рідини здійснюється через краник 7, розташований на лівій стороні блоку циліндрів.



1 – двигун; 2 – дросельний патрубок; 3 – термостат; 4 – датчик показчика температури охолоджуючої рідини; 5 – датчик температури охолоджуючої рідини системи керування; 6 – водяний насос; 7 – зливний краник

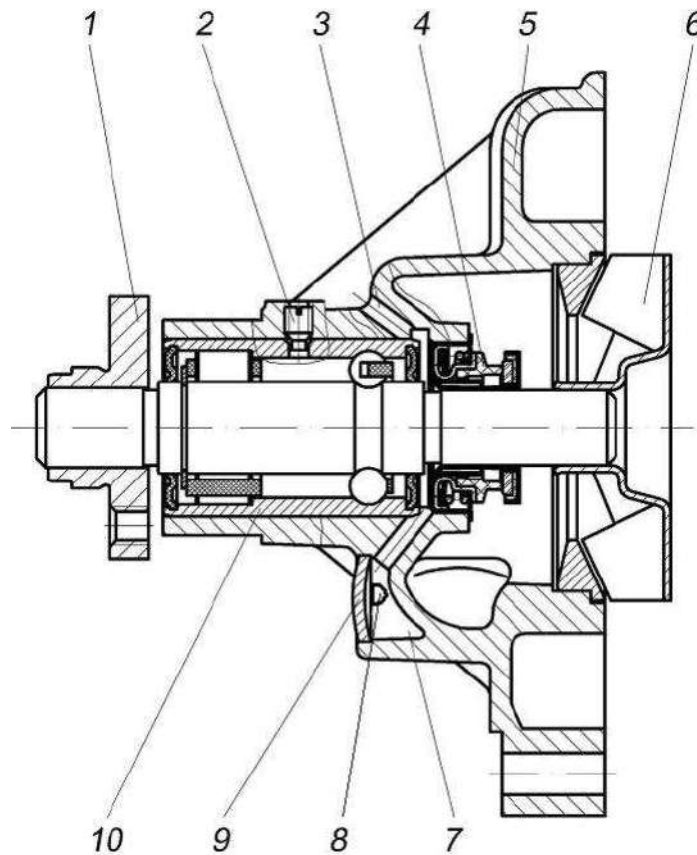
Рисунок 4.5 – Система охолодження двигуна

Водяний насос (рис. 4.6) – відцентрового типу, встановлений на кришці ланцюга. Подача рідини, що охолоджує, насосом здійснюється в блок циліндрів. Герметичність насоса забезпечується торцевим самопідтискним ущільненням 4, яке запресовується в корпус водяного насоса 5 і напресовується на валик підшипника 10.

Привід водяного насоса та генератора здійснюється від шківів колінчастого валу полікліновим ременем 6РК 1220. Натяг ременя здійснюється переміщенням натяжного ролика.

Термостат (рис. 4.7) – з твердим наповнювачем, двоклапанний, з автоматичним дренажним клапаном. Термостат розташований у алюмінієвому корпусі, встановленому на вихідному отворі сорочки охолодження головки

циліндрів, та з'єднаний шлангами з водяним насосом, радіатором та розширювальним бачком.



1 - маточина шків; 2 – фіксатор підшипника; 3 – паровідвідний отвір; 4 – ущільнення; 5 – корпус водяного насосу; 6 – крильчатка; 7 – дренажна порожнина; 8 – контрольний отвір; 9 – заглушка; 10 – підшипник

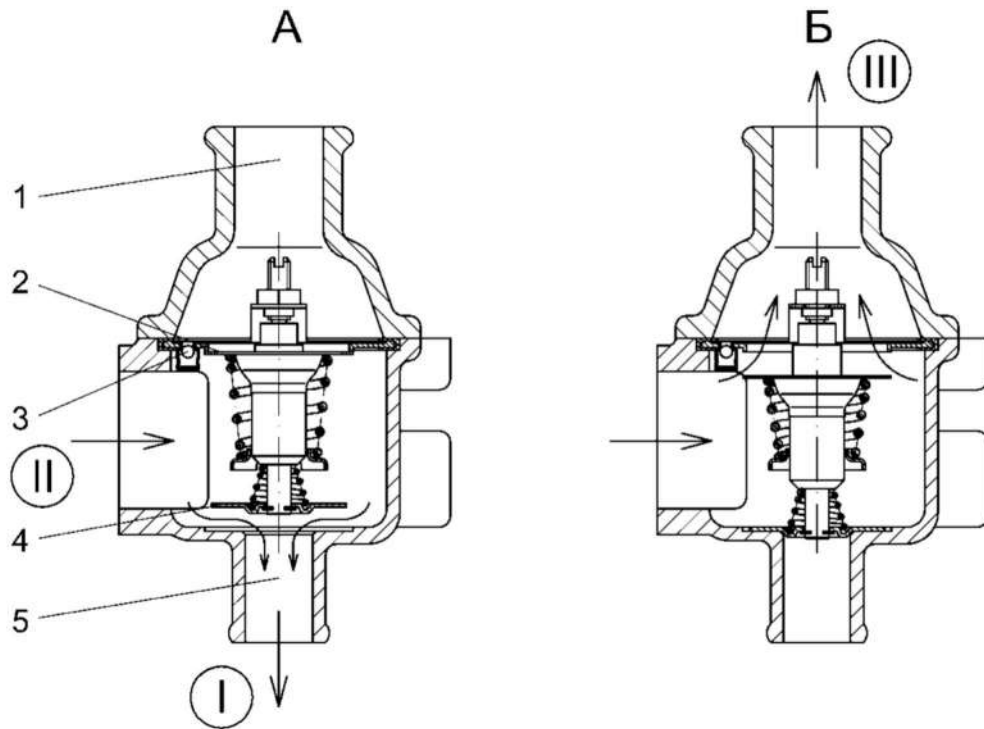
Рисунок 4.6 – Водяний насос

4.5 Система паливоподачі

Подача палива здійснюється шляхом розподіленого упорскування палива у впускні канали головки циліндрів в зону впускних клапанів за допомогою електромагнітних форсунок з двопотоковим розпиленням, що працюють за сигналом мікропроцесорного блоку управління. Блок керування

залежно від режиму роботи двигуна змінює тривалість відкриття паливних форсунок.

Паливна рампа – з алюмінієвого сплаву, циліндричного перерізу. Паливна рампа із чотирма форсунками закріплюється на впускній трубці двома болтами.



А – термостат закритий; Б – термостат відкритий; I – у водяний насос і далі водяну сорочку блоку циліндрів двигуна; II – з водяної сорочки головки циліндрів двигуна; III – у радіатор; 1 – кришка термостата; 2 – основний клапан; 3 – дренажний клапан; 4 – перепускний клапан; 5 – перепускний патрубок

Рисунок 4.7 – Схема роботи термостата

4.6 Системи впуску повітря та випуску відпрацьованих газів

Система впуску повітря складається з впускної труби та ресивера, відлитих з алюмінієвого сплаву. Для регулювання подачі повітря в двигун застосовується дросельний модуль з механічним приводом дросельної заслінки і датчиком положення заслінки, який направляє сигнал на блок управління двигуном.

Подача повітря при закритій дросельній заслінці здійснюється в обхід заслінки в ресивер через регулятор холостого ходу, який дозує кількість повітря по сигналу мікропроцесорного блоку управління.

Випускний колектор відлитий із високопрочного чавуну. До головки циліндрів випускний колектор кріпиться через двошарову сталеву прокладку, що забезпечує високу надійність з'єднання.

Випускний колектор закритий сталевим штампованим екраном для зменшення теплового впливу на деталі підкапотного простору автомобіля.

4.7 Система керування двигуном

Мікропроцесорна система керування двигуном служить для [9, 13]:

- забезпечення оптимальної роботи двигуна на всіх режимах з урахуванням паливної економічності, токсичності відпрацьованих газів, пускових та їздових якостей автомобіля;

- автоматизованого контролю технічного стану двигуна та елементів системи управління, відповідальних за виконання норм токсичності, а також проведення зовнішньої діагностики відповідно до вимог EOBD.

Система керування двигуном включає наступні елементи:

- датчик абсолютного тиску та температури повітря на впуску;

- датчик синхронізації колінчастого валу;
- датчик фази (положення розподільного валу);
- датчик положення дросельної заслінки;
- датчик температури охолоджуючої рідини;
- датчик детонації;
- котушки запалювання;
- свічки запалювання;
- електромагнітні форсунки;
- регулятор холостого ходу;
- датчик кисню (лямбда-зонд);
 - адсорбер парів бензину;
- блок керування;
- модуль паливного насосу;
- джгут дротів керування.

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ШАТУНА

Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева головка, кривошипна головка, стрижень шатуна (див. рис. 5.1). Розрахунок виконуємо за методикою [8,10].

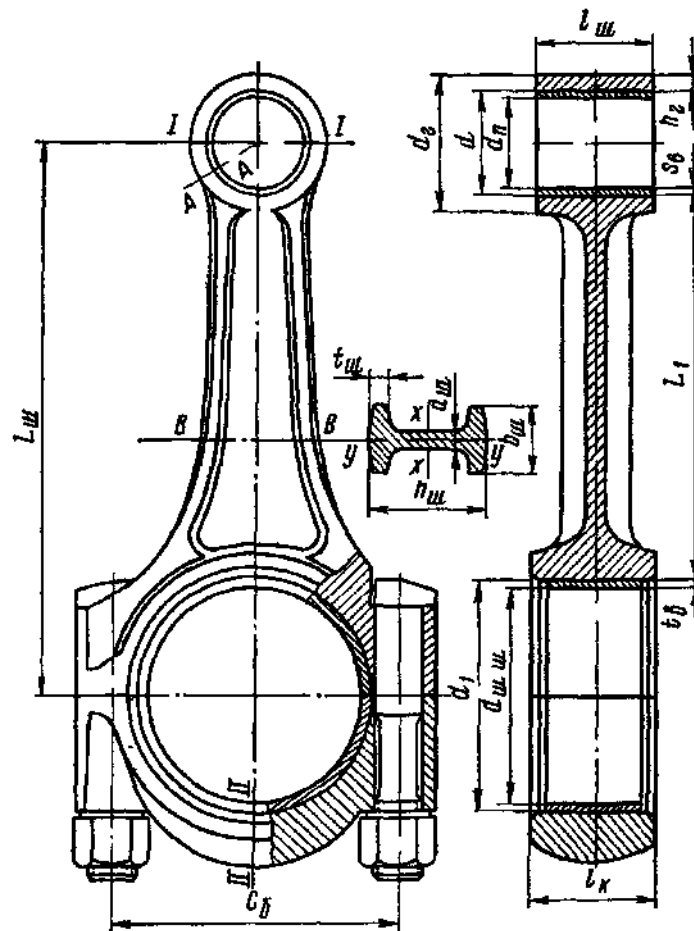


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема шатунної групи [12]

5.1 Вихідні дані

З теплового та динамічного розрахунків:

- $P_z = 7,326$ МПа – максимальний тиск згоряння, $\varphi = 372$ °;
- $n = 5000$ хв⁻¹ – номінальна частота обертання;

- $\omega = 523,3$ рад/с – кутова швидкість;
- $m_{\text{п}} = 0,541$ кг – маса поршневої групи;
- $m_{\text{ш}} = 0,795$ кг – маса шатунної групи;
- $m_{\text{шп}} = 0.198$ кг – маси деталей, що здійснюють зворотно-поступальний

рух;

- $m_{\text{шк}} = 0.596$ кг – маси деталей, що здійснюють обертальний рух;
- $n_{\text{х.х.мак}} = 6000$ хв⁻¹ – максимальна частота обертання;
- $S = 0,092$ м – хід поршня;
- $F_{\text{п}} = 0,00636$ м² – площа поршня;
- відношення $\lambda = R/L = 0,32$.
- $R = 0.046$ м – радіус кривошипу;
- $P_{\text{сж}} = 34196,1$ Н при $\varphi = 374^\circ$ – найбільша сила, що діє на стиснення

шатуна;

- $P_{\text{р}} = -12326,6$ Н при $\varphi = 0^\circ$ – найбільша сила, що діє на стиснення

розрив шатун;

Зі складальних креслень шатуна та двигуна маємо:

- $d_{\text{п}} = 20$ мм – діаметр поршневого пальця;
- $d_{\text{г}} = 28$ мм – зовнішній діаметр головки;
- $d = 22$ мм – внутрішній діаметр головки;
- $d_1 = 55$ мм;
- $d_{\text{ш.ш.}} = 51$ мм – діаметр шатунної шийки;
- $L_{\text{ш}} = 144$ мм – довжина шатуна;
- $l_{\text{к}} = 24$ мм – довжина кривошипної головки.
- $l_{\text{ш}} = 24$ мм – довжина поршневої головки шатуна;
- $h_{\text{г}} = 3$ мм – радіальна товщина стінки голівки;
- $h_{\text{ш}} = 19$ мм;
- $S_{\text{в}} = 1$ мм – радіальна товщина стінки втулки.
- $t_{\text{в}} = 2$ мм – товщина стінки вкладиша;
- $c_{\text{б}} = 68$ мм – відстань між шатунними болтами;
- $b_{\text{ш}} = 13$ мм;

– $a_{ш} = 7$ мм.

Матеріал шатуна – конструкційна легована сталь 18ХНВА:

– $E_{ш} = 220000$ МПа;

– $\alpha_{\Gamma} = 0,00001$ К⁻¹;

– $\sigma_B = 1275$ МПа – межа міцності;

– $\sigma_{-1} = 580$ МПа – межа втоми при згинанні;

– $\sigma_{B-1p} = 380$ МПа – межа втоми при розтягуванні-стиску;

– $\sigma_T = 1025$ МПа – межа текучості.

– $\alpha_{\sigma} = 0,22$ – коефіцієнт приведення циклу при згинанні.

– $\alpha_{\sigma} = 0,18$ – коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисненні.

Матеріал втулки – бронза БраЖ9, $E_B = 115000$ МПа, $\alpha_B = 0,000018$ К⁻¹.

Напруження при згинанні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{580}{1025} = 0,566. \quad (5.1)$$

Напруження при розтягуванні-стисканні:

$$\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{380}{1025} = 0,371. \quad (5.2)$$

5.2 Розрахунок поршневої голівки шатуна

5.2.1 Розрахунок перерізу I – I

Максимальне напруження пульсуючого циклу:

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{п} + m_{B.\Gamma}) \cdot \omega_{x.x.\max}^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_{\Gamma} \cdot l_{ш}}, \quad (5.3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(0,541 + 0,048) \cdot 628,0^2 \cdot 0,046 \cdot (1 + 0,32) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0,003 \cdot 0,024} = 97,900 \text{ МПа,}$$

де $m_{в.г.} = 0,06m_{ш} = 0,06 \cdot 0,795 = 0,048$ кг – маса частини головки вище за переріз I-I,

$$\omega_{x.x.max} = \frac{\pi \cdot n_{x.x.MAX}}{30}, \quad (5.4)$$

$$\omega_{x.x.max} = \frac{3,14 \cdot 6000}{30} = 628,0 \text{ рад/с.}$$

Середня напруга та амплітуда напруг:

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{max}}{2}, \quad (5.5)$$

$$\sigma_{m0} = \frac{97,900}{2} = 48,950 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}, \quad (5.6)$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{48,950 \cdot 1,358}{0,9 \cdot 0,85} = 86,862 \text{ МПа,}$$

де k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напруги:

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400), \quad (5.7)$$

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (1275 - 400) = 1,358,$$

$\varepsilon_M = 0,9$ – масштабний коефіцієнт;

$\varepsilon_{II} = 0,85$ – коефіцієнт поверхневої чутливості (полірування без поверхневого зміцнення).

$$\text{Так як } \frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{86,862}{48,950} = 1,775 \quad \rangle \quad \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,371 - 0,18}{1 - 0,371} = 0,303, \text{ то запас}$$

міцності перерізу I-I визначається за межею втоми:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m0}}, \quad (5.8)$$

$$n_{\sigma} = \frac{300}{74,602 + 0,18 \cdot 42,865} = 3,972.$$

Розраховуємо напруження від запресованої втулки.

Сумарний натяг

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t, \quad (5.9)$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,040 + 0,019 = 0,059 \text{ мм,}$$

де $\Delta = 0,04$ мм – натяг посадки бронзової втулки,

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_b - \alpha_r) \cdot \Delta T, \quad (5.10)$$

$$\Delta_t = 22 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) \cdot 115 = 0,019 \text{ мм,}$$

де ΔT – середня температура підігріву головки та втулки.

Питомий тиск на поверхні контакту втулки з головкою:

$$P = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[\frac{\frac{d_r^2 + d^2}{d_r^2 - d^2} + \mu}{E_{ш}} + \frac{\frac{d^2 + d_n^2}{d^2 - d_n^2} - \mu}{E_B} \right]}, \quad (5.11)$$

$$P = \frac{0.059}{22 \cdot \left[\frac{\frac{28^2 + 22^2}{28^2 - 22^2} + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{\frac{22^2 + 20^2}{22^2 - 20^2} - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 24,191 \text{ МПа},$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона.

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки:

$$\sigma'_a = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2}, \quad (5.12)$$

$$\sigma'_a = \frac{24,191 \cdot 2 \cdot 22^2}{28^2 - 22^2} = 78,057 \text{ МПа},$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки:

$$\sigma'_i = \frac{P \cdot (d_r^2 + d^2)}{d_r^2 - d^2}, \quad (5.13)$$

$$\sigma'_i = \frac{24,191 \cdot (28^2 + 22^2)}{28^2 - 22^2} = 102,248 \text{ МПа}.$$

Напруження від сумарного натягу мають бути не більше 100...150 МПа – вимога виконується.

5.2.2 Розрахунок перерізу А – А

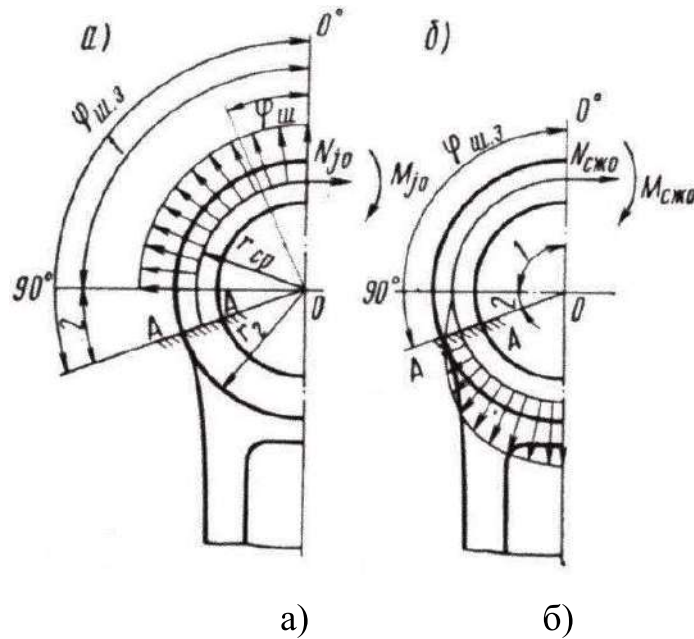
Розрахункова схема перерізу А-А шатуна показана на рисунку 5.2.

Максимальна сила, що розтягує головку на режимі $n = n_N$:

$$P_{jn} = -m_n \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda), \quad (5.14)$$

$$P_{jn} = -0,541 \cdot 0,046 \cdot 523,3^2 (1 + 0,32) = -8996,8 \text{ Н},$$

$$\text{де } \omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 5000}{30} = 523,3 \text{ рад/с};$$



а – при розтягуванні; б – при стисканні

Рисунок 5.2 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна [12]

Нормальна сила та згинальний момент у перерізі 0 – 0:

$$N_{j0} = -P_{jn} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{ш.з.}), \quad (5.15)$$

$$N_{j0} = -(-8,9968) \cdot (0,527 - 0,0008 \cdot 110) = 4,354 \text{ кН}$$

$$M_{j0} = -P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{ш.з.} - 0,0297), \quad (5.16)$$

$$M_{j0} = -(-8,9968) \cdot 0,0125 \cdot (0,00033 \cdot 110 - 0,0297) = 0,742 \text{ Н·м},$$

де $\varphi_{ш.з.} = 110^0$ – кут заділки,

$$r_{cp} = \frac{d_r + d}{4}, \quad (5.17)$$

$$r_{cp} = \frac{0,028 + 0,022}{4} = 0.0125 \text{ мм.}$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від розтягуючої сили:

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} - 0,5 \cdot P_{jn} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \quad (5.18)$$

$$N_{j\varphi_{ш.з.}} = 4,354 \cdot \cos 110^0 - 0,5 \cdot (-8,9968) \cdot (\sin 110^0 - \cos 110^0) = 5,7641 \text{ кН;}$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) + 0,5 \cdot P_{jn} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш.з.} - \cos \varphi_{ш.з.}), \quad (5.19)$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = 0,742 + 4,354 \cdot 0.0125 \cdot (1 - \cos 110^0) + 0,5 \cdot (-8,9968) \cdot 0.0125 \cdot (\sin 110^0 - \cos 110^0) = 0,743 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує:

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_r}{h_r \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_r)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_r}, \quad (5.20)$$

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot 0,743 \cdot \frac{6 \cdot 0.0125 + 0.003}{0.003 \cdot (2 \cdot 0.0125 + 0.003)} + 0.367 \cdot 5,7641 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0.024 \cdot 0.003} = 48,549 \text{ МПа,}$$

де

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_r}{E_{ш} \cdot F_r + E_b \cdot F_b}, \quad (5.21)$$

$$K = \frac{2,0 \cdot 10^5 \cdot 52}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 48 + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 144} = 0,367;$$

$$F_B = (d - d_{II}) \cdot l_{ш}. \quad (5.22)$$

$$F_B = (22 - 20) \cdot 24 \cdot 10^6 = 144 \text{ мм}^2;$$

$$F_r = (d_r - d) \cdot l_{ш}, \quad (5.23)$$

$$F_r = (28 - 22) \cdot 24 \cdot 10^6 = 48 \text{ мм}^2.$$

Сумарна сила, що стискає головку:

$$P_{сж} = (P_{зд} - P_0) \cdot F_{II} - m_{II} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (5.24)$$

$$P_{сж} = (7,326 - 0,1013) \cdot 0,00636 \cdot 10^6 - 0,541 \cdot 0,046 \cdot 523,3^2 \cdot (\cos 372^\circ + 0,308 \cdot \cos 744^\circ) = 37,290 \text{ кН}.$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від стискаючої сили:

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \quad (5.25)$$

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = 37,290 \cdot \left[0,0018 + \left(\frac{\sin 110}{2} - \frac{115}{3,14} \cdot \sin 110 - \frac{1}{3,14} \cdot \cos 110 \right) \right] = -1205,901 \text{ Н};$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш.з.}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш.з.} \right) \right], \quad (5.26)$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = 37,290 \cdot 0,0125 \cdot (0,0006 + 0,0018 \cdot (1 - \cos 110) - \left(\frac{\sin 110}{2} - \frac{110}{3,14} \cdot \sin 110 - \frac{1}{3,14} \cdot \cos 110 \right)) = 15,076 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$\text{де } \frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}} = 0,0018, \quad \frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{cp}}} = 0,00060 \text{ [10].}$$

Напруження у зовнішньому волокні від стискаючої сили:

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot M_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{cp}} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{\text{cp}} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{\text{сж}\varphi_{\text{ш.з.}}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} \cdot h_{\Gamma}}, \quad (5.27)$$

$$\sigma_{\text{асж}} = \left[2 \cdot 15,076 \cdot \frac{6 \cdot 0,0125 + 0,003}{0,003 \cdot (2 \cdot 0,0125 + 0,003)} + 0,367 \cdot (-1205,901) \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,024 \cdot 0,003} = -73,813 \text{ МПа.}$$

Максимальне та мінімальне напруження асиметричного циклу:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{aj}}, \quad (5.28)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 78,057 + 48,549 = 126,606 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma'_a + \sigma_{\text{асж}}, \quad (5.29)$$

$$\sigma_{\text{min}} = 78,057 - 73,813 = 4,244 \text{ МПа.}$$

Середнє напруження та амплітуда напружень:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}, \quad (5.30)$$

$$\sigma_m = \frac{126,606 + 4,244}{2} = 65,425 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}, \quad (5.31)$$

$$\sigma_a = \frac{126,606 - 4,244}{2} = 61,181 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{\Pi}}, \quad (5.32)$$

$$\sigma_{ak} = \frac{61,181 \cdot 1,358}{0,9 \cdot 0,85} = 108,566 \text{ МПа.}$$

$$\text{Так як } \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{108,566}{65,425} = 1,659 > \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = \frac{0,371 - 0,18}{1 - 0,371} = 0,303, \text{ то запас}$$

міцності в перерізі А – А визначається за межею текучості

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak} + \sigma_m}, \quad (5.33)$$

$$n_\sigma = \frac{800}{108,566 + 65,425} = 3,334.$$

5.3 Розрахунок кривошипної головки шатуна

Максимальна сила інерції:

$$P_{jp} = -\omega_{x.x.max}^2 \cdot R[(m_{ш.п} + m_{кр}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к} - m_{кр})] \cdot 10^{-6}, \quad (5.34)$$

$$P_{jp} = -628,0^2 \cdot 0,046 \cdot [(0,541 + 0,198) \cdot (1 + 0,32) + (0,596 - 0,207)] \cdot 10^{-6} = \\ = -24,759 \text{ кН,}$$

де $m_{кр}$ – маса кришки кривошипної головки

$$m_{кр} = 0,26 \cdot m_{ш} = 0,26 \cdot 0,795 = 0,207 \text{ кг.} \quad (5.35)$$

Момент опору розрахункового перерізу:

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot (0,5 \cdot c_6 - r_1)^2}{6}, \quad (5.36)$$

$$W_{\text{из}} = \frac{0,024 \cdot (0,5 \cdot 0,068 - 0,028)^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 1,690 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

де

$$\begin{aligned} r_1 &= 0,5 \cdot (d_{\text{ш.ш.}} + 2 \cdot t_{\text{в}}); \\ r_1 &= 0,5 \cdot (0,051 + 2 \cdot 0,002) = 0,028 \text{ м}; \end{aligned} \quad (5.36)$$

Момент інерції вкладки та кришки:

$$\begin{aligned} J_{\text{в}} &= l_{\text{к}} \cdot t_{\text{в}}^3, \\ J_{\text{в}} &= 0,024 \cdot 0,002^3 = 1,92 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4. \end{aligned} \quad (5.37)$$

$$\begin{aligned} J &= l_{\text{к}} \cdot (0,5 \cdot c_{\text{б}} - r_1)^3, \\ J &= 0,024 \cdot (0,5 \cdot 0,068 - 0,028)^3 = 6,591 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4. \end{aligned} \quad (5.38)$$

Напруження вигину кришки та вкладиша:

$$\sigma_{\text{из}} = P_{\text{jp}} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_{\text{б}}}{\left(1 + \frac{J_{\text{в}}}{J}\right) \cdot W_{\text{из}}} + \frac{0,4}{F_{\text{г}}} \right], \quad (5.39)$$

$$\sigma_{\text{из}} = -24,759 \cdot \left[\frac{0,023 \cdot 0,068}{\left(1 + \frac{1,92 \cdot 10^{-10}}{6,591 \cdot 10^{-9}}\right) \cdot 1,690 \cdot 10^{-7}} + \frac{0,4}{0,204 \cdot 10^{-3}} \right] = -271,196 \text{ МПа},$$

де

$$\begin{aligned} F_{\text{г}} &= l_{\text{к}} \cdot 0,5 \cdot (c_{\text{б}} - d_{\text{ш.ш.}}), \\ F_{\text{г}} &= 0,024 \cdot 0,5 \cdot (0,068 - 0,051) = 0,204 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (5.40)$$

Значення $\sigma_{\text{из}}$ змінюється в межах 100...300 МПа – умова виконується

5.4 Розрахунок стрижня шатуна

Площа та моменти інерції розрахункового перерізу В – В:

$$F_{cp} = h_{ш} \cdot b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш}), \quad (5.41)$$

$$F_{cp} = 0.019 \cdot 0.013 - (0.013 - 0.007) \cdot (0.019 - 2 \cdot 0.003) = 0,169 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_{ш} \cdot h_{ш}^3 - (b_{ш} - a_{ш}) \cdot (h_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12}, \quad (5.42)$$

$$J_x = \frac{0.013 \cdot 0.019^3 - (0.013 - 0.007) \cdot (0.019 - 2 \cdot 0.003)^3}{12} = 7,431 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4;$$

$$J_y = \frac{h_{ш} \cdot b_{ш}^3 - (h_{ш} - a_{ш}) \cdot (b_{ш} - 2 \cdot t_{ш})^3}{12}, \quad (5.43)$$

$$J_y = \frac{0.019 \cdot 0.013^3 - (0.019 - 0.007) \cdot (0.013 - 2 \cdot 0.003)^3}{12} = 3,136 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Максимальна напруга від стискаючої сили

а) у площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{cp}} = \frac{1.306 \cdot 34196,1}{0.000169} = 264,046 \text{ МПа}, \quad (5.44)$$

де

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_{ш}^2}{J_x} \cdot F_{cp}, \quad (5.45)$$

$$K_x = 1 + \frac{1275}{3,14^2 \cdot 2,0 \cdot 10^5} \cdot \frac{0.144^2}{7,431 \cdot 10^{-9}} \cdot 0.000169 = 1,306,$$

$\sigma_e = \sigma_s = 1275 \text{ МПа}$ – межа пружності матеріалу шатуна;

б) у площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{cp}}, \quad (5.46)$$

$$\sigma_{\max y} = \frac{1.097 \cdot 34196,1}{0.000169} = 221,965 \text{ МПа},$$

де

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{cp}, \quad (5.47)$$

$$K_y = 1 + \frac{1275}{3,14^2 \cdot 2,0 \cdot 10^5} \cdot \frac{0.1055^2}{4 \cdot 3,136 \cdot 10^{-9}} \cdot 0.000169 = 1,097;$$

$$L_1 = L_{ш} - \frac{d + d_1}{2}, \quad (5.48)$$

$$L_1 = 144 - \frac{22 + 55}{2} = 105,5 \text{ мм.}$$

Значення $\sigma_{\max x} = 264,046 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\max y} = 221,965 \text{ МПа}$ не повинні перевищувати 350 МПа – умова виконується.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує:

$$\sigma_{\min} = \frac{P_p}{F_{cp}}, \quad (5.49)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{-12326,6}{0.000169} = -72,938 \text{ МПа.}$$

Середні напруження та амплітуди циклу:

$$\sigma_{mx} = \frac{(\sigma_{\max x} + \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.50)$$

$$\sigma_{mx} = \frac{264,046 - 72,938}{2} = 95,554 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{my} = \frac{(\sigma_{\max y} + \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.51)$$

$$\sigma_{my} = \frac{221,965 - 72,938}{2} = 74,513 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(\sigma_{\max x} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.52)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{264,046 + 72,938}{2} = 168,492 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ay} = \frac{(\sigma_{\max y} - \sigma_{\min})}{2}, \quad (5.53)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{221,965 - (-72,938)}{2} = 147,452 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}, \quad (5.54)$$

$$\sigma_{akx} = \frac{168,492 \cdot 1.358}{0,9 \cdot 0,85} = 298,991 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II}}, \quad (5.55)$$

$$\sigma_{aky} = \frac{147,452 \cdot 1.358}{0,9 \cdot 0,85} = 261,654 \text{ МПа}.$$

$$\text{Так як } \frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{298,991}{95,554} = 3,129 > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = \frac{0,371 - 0,18}{1 - 0,371} = 0.303, \text{ то}$$

запас міцності в перерізі В - В визначається за межі втоми:

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}, \quad (5.56)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{580}{298,991 + 0,18 \cdot 95,554} = 1,834;$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}, \quad (5.57)$$

$$n_{\text{сy}} = \frac{580}{261,654 + 0,18 \cdot 74,513} = 2,109.$$

Запас міцності має бути не менше 1,5 – вимога виконується.

5.5 Висновок за розділом

Виконані розрахунки на міцність показують, що всі елементи шатуна проєктованого бензинового 4-тактного 4-циліндрового двигуна потужністю 105 кВт при 5000 хв^{-1} для автомобіля підвищеної прохідності мають значний запас міцності та шатун може працювати за умов підвищених навантажень.

6 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

6.1 Загальні положення

При згорянні робочої суміші в циліндрі двигуна розвивається висока температура. Приблизно 30 % теплоти, що утворилося при цьому, не перетворюється на механічну енергію, а йде на нагрівання деталей двигуна. При згоранні 1 кг бензину виділяється близько 44 МДж теплоти, і температура продуктів згорання сягає 2000...2500 °С [14].

Для нормальної роботи двигуна необхідно безперервно відводити надлишок тепла від поршня, циліндра і його головки. При надмірному нагріванні погіршується якість мащення, масляна плівка між поверхнями, що труться, стає тоншою, що призводить до закоксовування поршневих кілець в канавках, підвищеного нагароутворення, заклинювання поршня в циліндрі, а також до зниження потужності двигуна. При заклинюванні поршнів можуть зруйнуватися підшипники колінчастого валу, статися обрив шатуна.

Невелику додаткову кількість теплоти виділяють підшипники, золотникові шайби та інші вузли, що містять деталі, що труться.

Переохолодження циліндрів двигуна не менш шкідливе, ніж перегрів. Воно погіршує економічність через зростання втрат теплоти і знижує моторесурс внаслідок підвищеного зношування деталей кривошипно-шатунного механізму.

Проектований двигун має примусову замкнуту рідинну систему охолодження.

Розрахунок виконуємо, користуючись методикою [15,16,17].

6.2 Розрахунок системи охолодження

Двигун 4-тактний, 4-циліндровий, з рядним розташуванням циліндрів.
Система охолодження – рідинна, примусова, замкнутого типу.

Номінальна потужність, кВт:	$N_e = 105$
Номінальна частота обертання, об/хв:	$n = 5000$
Діаметр циліндра, мм:	$D = 90$
Хід поршня, мм:	$S = 92$
Ефективна питома витрата палива, г/(кВт·год):	$g_e = 280,1$

Розрахунок виконується з умов можливості експлуатації двигуна за температури навколишнього середовища $T_a = +40^\circ \text{C}$, при цьому температура внутрішньої поверхні циліндра не повинна перевищувати $T_{\text{ц}} = 570 \text{ K} = 297^\circ \text{C}$. Для визначення параметрів системи охолодження необхідно розрахувати тепловий потік від робочого тіла в систему охолодження, витрату теплоносіїв та розрахувати основні параметри водяного насоса (рис 6.1), радіатора та вентилятора охолодження.

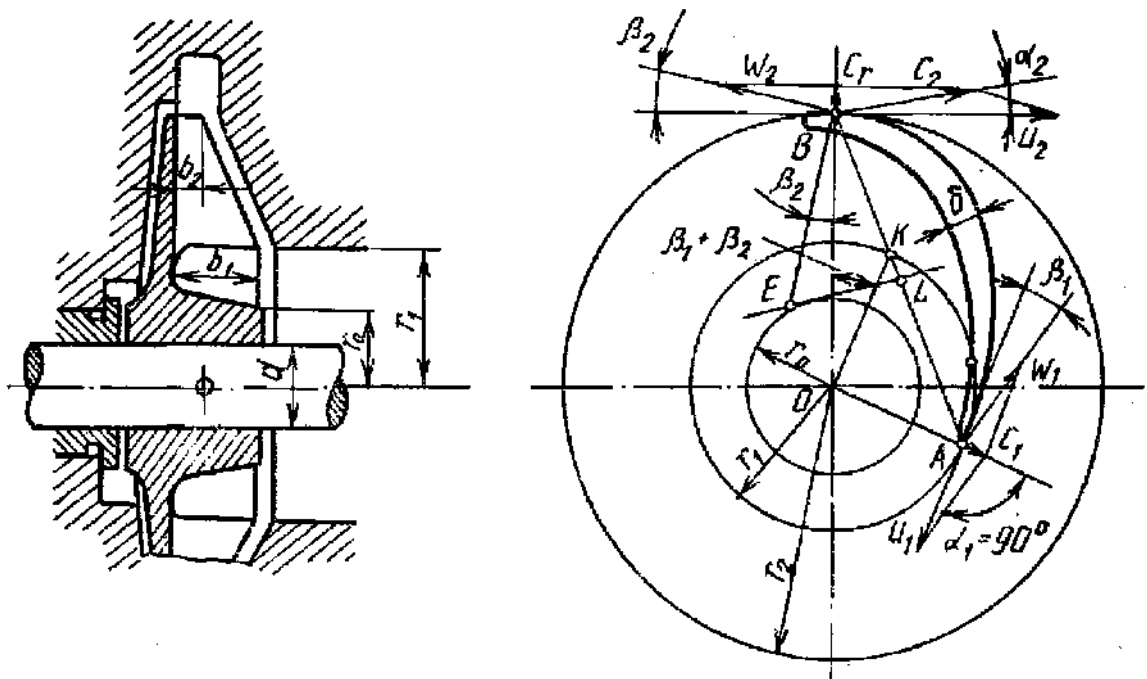


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема насоса системи охолодження [9]

Кількість теплової енергії, що підлягає відведенню в навколишнє повітря, за секунду, визначається за емпіричною формулою:

$$Q_B = ciD^{1+2m}n^m \frac{H_u - \Delta H_u}{\alpha H_u}, \quad (6.1)$$

$$Q_B = 0,5 \cdot 4 \cdot 9,0^{1+2 \cdot 0,66} \cdot 5000^{0,66} \frac{44 \cdot 10^6 - 12378,84}{0,8 \cdot 44 \cdot 10^6} = 112974,55 \frac{\text{Дж}}{\text{с}},$$

де $H_u = 44 \text{ МДж/кг}$ – теплота згоряння палива;

ΔH_u – втрати теплоти внаслідок неповноти згоряння палива

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha)L_0 = 119950 \cdot (1 - 0,8) \cdot 0,516 = 12378,84 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

c – коефіцієнт пропорційності, для чотиритактних двигунів
 $c = 0,45 \dots 0,53$;

i – число циліндрів;

D – діаметр циліндра, см;

m – показник ступеня для чотиритактних двигунів $m = 0,6 \dots 0,7$;

n – число обертів колінчастого валу хв^{-1} .

Необхідна витрата охолоджуючої рідини через двигун:

$$G = Q / (c \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot (T_{\text{в.вих}} - T_{\text{в.вх}})), \quad (6.2)$$

$$G = 112974,55 / (4187 \cdot 1000 \cdot 8) = 3,373 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с},$$

де $c = 4187 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ – середня теплоємність охолоджуючої рідини (води);

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина охолоджуючої рідини;

$T_{\text{в.вх}}$ – температура охолоджуючої рідини, що входить у двигун;

$T_{\text{в.вих}}$ – температура охолоджуючої рідини, що виходить із двигуна.

Розрахункова продуктивність насоса:

$$G_p = G / \eta = 3,373 \cdot 10^{-3} / 0,8 = 4,216 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.3)$$

де $\eta = 0,75 \dots 0,90$ – коефіцієнт подачі, що враховує можливість витoku охолоджуючої рідини повз крильчатку; приймаємо $\eta = 0,8$.

Радіус вхідного отвору крильчатки:

$$\begin{aligned} r_1 &= (G_p / (\pi \cdot c_1) + r_0^2)^{0,5} = \\ &= (4,216 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 1) + 0,008^2)^{0,5} = 0,0375 \text{ м}, \end{aligned} \quad (6.4)$$

де $c_1 = 1 \text{ м/с}$ – швидкість охолоджуючої рідини на вході в насос;

$r_0 = 0,008 \text{ м}$ – радіус маточини крильчатки.

Округлюємо до цілого числа в міліметрах та приймаємо $r_1 = 0,038 \text{ м}$.

Окружна швидкість потоку охолоджуючої рідини на виході з колеса:

$$\begin{aligned} u_2 &= (1 + \operatorname{tg}(a_2) \cdot \operatorname{ctg}(\beta_2))^{0,5} \cdot (P / \rho_v \cdot \eta_h)^{0,5}, \quad (6.5) \\ u_2 &= (1 + \operatorname{tg}(10^\circ) \cdot \operatorname{ctg}(50^\circ))^{0,5} \cdot (125000 / 1000 \cdot 0,75)^{0,5} = 10,263 \text{ м/с}, \end{aligned}$$

де a_2 та β_2 – кути між напрямками швидкостей c_2 , u_2 та w_2 ;

$P = (5 \dots 15) \cdot 10^4 \text{ Па}$ – необхідний напір, створюваний насосом; приймаємо $P = 125 \text{ кПа}$;

$\eta_h = 0,60 \dots 0,75$ – гідравлічний ККД насоса; приймаємо $\eta_h = 0,75$;

Кути a_2 і β_2 зазвичай приймають такі: $a_2 = 8 \dots 12^\circ$, $\beta_2 = 12 \dots 50^\circ$ (іноді - навіть 90°). Зі збільшенням кута β_2 зростає напір, а гідравлічний ККД насоса зменшується. Приймаємо: $a_2 = 10^\circ$, $\beta_2 = 50^\circ$.

Радіус крильчатки колеса на виході:

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / (\pi n) = 30 \cdot 10,263 / (3,14 \cdot 2500) = 0,039 \text{ м}, \quad (6.6)$$

де $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання крильчатки (прийнята дещо нижче за номінальну частоту для запобігання кавітації).

Округлюємо до цілого числа в міліметрах та приймаємо $r_2 = 0,039 \text{ м}$.

Окружна швидкість входу потоку:

$$u_1 = u_2 \cdot r_1 / r_2 = 10,263 \cdot 0,038 / 0,039 = 9,943 \text{ м/с.} \quad (6.7)$$

Кут між швидкостями c_1 і u_1 приймається $\alpha_1 = 90^\circ$, при цьому $\text{tg}(\beta_1) = c_1 / u_1 = 1 / 9,943 = 0,101$, звідки $\beta_1 = 5,743^\circ$.

Ширина лопатки на вході:

$$b_1 = G_p / ((2 \pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_1 / \sin(\beta_1)) \cdot c_1), \quad (6.8)$$

$$b_1 = 4,216 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,038 - 6 \cdot 0,0018 / \sin(5,743^\circ) \cdot 1) =$$

$$= 0,032 \text{ м,}$$

де $z = 3 \dots 8$ – число лопаток на крильчатці, приймаємо $z = 6$;

$\delta_1 = 0,0018$ – товщина лопаток на вході.

Радіальна швидкість потоку на виході з колеса:

$$c_r = P \cdot \text{tg}(a_2) / (\rho_v \cdot \eta_h \cdot u_2), \quad (6.9)$$

$$c_r = 125000 \cdot \text{tg}(10^\circ) / (1000 \cdot 0,75 \cdot 10,263) = 2,864 \text{ м/с.}$$

Ширина лопатки на виході:

$$b_2 = G_p / ((2 \pi \cdot r_2 - z \cdot \delta_2 / \sin(\beta_2)) \cdot c_r), \quad (6.10)$$

$$b_2 = 4,216 \cdot 10^{-3} / ((2 \cdot 3,14 \cdot 0,039 - 6 \cdot 0,0018 / \sin(50^\circ)) \cdot 2,864) = 0,006 \text{ м,}$$

де $\delta_2 = 0,0018$ – товщина лопаток на виході.

Потужність, що споживається насосом:

$$N = G_p \cdot P / (1000 \cdot \eta_m) = 4,216 \cdot 10^{-3} \cdot 125000 / (1000 \cdot 0,8) = 0,659 \text{ кВт}, \quad (6.11)$$

де $\eta_m = 0,8$ – механічний ККД водяного насоса.

Потужність, що споживається насосом, зазвичай складає 0,5...1 % від потужності двигуна (0,525...1,05 кВт) – виконується.

5.3 Розрахунок поверхні охолодження радіатора

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна і передається від рідини до охолоджуючого повітря:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{в}} = 112974,55 \text{ Дж/с}. \quad (6.12)$$

Кількість повітря, що проходить через радіатор:

$$G_{\text{пов.}} = Q_{\text{пов.}} / (c_{\text{пов.}} \cdot \Delta t_{\text{пов.}}), \quad (6.13)$$

$$G_{\text{пов.}} = 112974,55 / (1000 \cdot 22) = 5,135 \text{ кг/с}.$$

Масова витрата рідини, що проходить через радіатор:

$$G'_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} = 3,373 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 = 3,373 \text{ кг/с}. \quad (6.14)$$

Середня температура охолоджуючого повітря, що проходить через радіатор:

$$t_{\text{сер.пов}} = \frac{t_{\text{пов.вх}} + (t_{\text{пов.вх}} + \Delta t_{\text{пов.}})}{2} = \frac{313 + (313 + 22)}{2} = 324 \text{ К}, \quad (6.15)$$

де $t_{\text{пов.вх}} = 313 \text{ К}$ – розрахункова температура повітря перед радіатором.

Середня температура рідини у радіаторі:

$$t_{\text{сер.вод}} = \frac{t_{\text{вод,вх}} + (t_{\text{вод,вх}} - \Delta t_{\text{вод}})}{2} = \frac{365 + (365 - 8)}{2} = 361 \text{ К}, \quad (6.16)$$

де $t_{\text{вод,вх}} = 365$ – температура рідини перед радіатором;

$\Delta t_{\text{вод}} = 8 \text{ }^\circ \text{С}$ – температурний перепад рідини у радіаторі.

Поверхня охолодження радіатора:

$$F = \frac{Q_{\text{пов}}}{K(t_{\text{сер.вод}} - t_{\text{сер.пов}})} = \frac{112974,55}{165 \cdot (361 - 324)} = 18,505 \text{ м}^2, \quad (6.17)$$

де $K = 165 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопередачі від рідини до повітря.

6.3 Розрахунок вентилятора

Для підбору вентилятора, крім його продуктивності, необхідно знати ще аеродинамічний опір повітряної мережі. У системі воно складається з опорів викликаних втратами на тертя і місцевими втратами. Для автомобільних та тракторних двигунів опір повітряного тракту становить $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \dots 1000 \text{ Па}$.

Відповідно приймаємо напір створюваний вентилятором $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \text{ Па}$.

Щільність повітря при середній температурі в радіаторі:

$$\rho_{\text{пов.}} = \rho_0 \cdot 10^6 / R_v \cdot t_{\text{сер.пов.}} = 101300 / 287 \cdot 324 = 1,089 \text{ кг/м}^3. \quad (6.18)$$

Продуктивність вентилятора:

$$G_{\text{пов.}} = G'_{\text{пов.}} / \rho_{\text{пов.}} = 5,135 / 1,089 = 4,714 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (6.19)$$

Фронтowa поверхня вентилятора:

$$F_{\text{фр.рад}} = G_{\text{пов.}} / \omega_{\text{пов.}} = 4,714 / 9 = 0,5238 \text{ м}^2, \quad (6.20)$$

де $\omega_{\text{повітр}} = 9 \text{ м/с}$ – швидкість повітря перед фронтом радіатора без урахування швидкості руху автомобіля.

Діаметр вентилятора:

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{0,5238}{3,14}} = 0,4084 \text{ м}. \quad (6.21)$$

З урахуванням установки двох вентиляторів приймаємо $D_{\text{вент}} = 0,4 \text{ м}$.

Окружна швидкість вентиляторів:

$$u = \psi_{\text{л}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов.}}}} = 3 \sqrt{\frac{600}{1,089}} = 70,405 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (6.22)$$

де $\psi_{\text{л}} = 2,8 \dots 3,5$ – безрозмірний коефіцієнт для плоских лопатей.

Частота обертання вентиляторів:

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u / \pi \cdot D_{\text{вент}} = 60 \cdot 70,405 / 3,14 \cdot 0,4 = 3294,0 \text{ хв}^{-1}. \quad (6.23)$$

Потужність, що витрачається на привід осьового вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{пов.}} \cdot \Delta p_{\text{тр}} / 1000 \cdot \eta_{\text{в}} = 4,714 \cdot 600 / 1000 \cdot 0,6 = 4,714 \text{ кВт}, \quad (6.24)$$

де $\eta_{\text{в}} = 0,6$ – ККД литого вентилятора.

Приймаємо $N_{\text{вент}} = 4,7$ кВт.

Висновок: Таким чином для підвищення надійності охолодження проєктованого двигуна необхідна установка:

- вентилятора діаметром $D_{\text{вент}} = 0,4$ м і потужністю електроприводу $N_{\text{вент}} = 4,7$ кВт;
- водяного насоса з продуктивністю $4,216 \cdot 10^{-3}$ м³/с;
- радіатора з поверхнею охолодження 18,5 м².

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проєкті розроблено проєкт двигуна потужністю 105 кВт при 5000 хв^{-1} . Цей двигун може бути встановлений на автомобілі підвищеної прохідності: джипи, пікапи.

Розроблено складальне креслення двигуна. В проєкті передбачено прості, перевірені часом технічні рішення, які сприяють збільшенню строку експлуатації двигуна. Компонування циліндрів рядне; система живлення – розподілене впорскування палива; система охолодження – рідинна; механізм газорозподілу – з верхнім розташуванням двох розподільчих валів.

За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за цикл, визначені індикаторні показники двигуна:

- індикаторна робота $L_i = 768,521 \text{ Дж/цикл}$;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1313,442 \text{ кПа}$;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,4957$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 229,7 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

та ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна $N_e = 105,03 \text{ кВт}$;
- середній ефективний тиск $p_e = 1,077 \text{ МПа}$;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2801 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,406$.

Для розрахунку використовувалась фізико-математична модель 2-го рівня, реалізована у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation.

Розраховано сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (P, N, S, K, T). Після приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму і розрахунку сил інерції обертальних мас, отримано діаграми навантаження на

шатунну шийку ($R_{\text{шш}}$) та корінні шийки ($R_{\text{кш}}$) колінчастого валу в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

– одного циліндра $M_{i1 \text{ ср}} = 58,59 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

– на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 234,36 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 192,18 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Виконано розрахунок на міцність шатуна. Шатуни сталеві, зі сталі 18ХНВА, із стрижнем двотаврового перерізу. У верхню головку шатуна запресовано втулку з бронзи БраЖ9. Нижня головка шатуна має кришку, прикріплену двома болтами. У нижню головку шатуна встановлені тонкостінні вкладиші.

Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева головки, кривошипна головки, стрижень шатуна. Виконані розрахунки на міцність показують, що всі елементи шатуна проектного ДВЗ мають значний запас міцності:

– запас міцності поршневої головки в перерізі I-I $n_\sigma = 3,972$;

– запас міцності поршневої головки в перерізі А-А $n_\sigma = 3,334$;

– запас міцності стрижня шатуна $n_{\sigma x} = 1,834$, $n_{\sigma y} = 2,109$.

Розрахована система охолодження, визначено параметри її основних компонентів:

– вентилятор діаметром $D_{\text{вент}} = 0,4 \text{ м}$ і потужністю електроприводу $N_{\text{вент}} = 4,7 \text{ кВт}$;

– водяний насос з продуктивністю $4,216 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

– радіатор з поверхнею охолодження $18,5 \text{ м}^2$.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія. Харків : НТУ «ХП», 2008. 488 с.
2. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Іванов П. Є. Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання // Інформаційні технології: теорія і практика : Матеріали II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. С. 96–97.
3. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл. : Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. Запоріжжя : ЗНТУ, 2015. 50 с.
4. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ. 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 / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Прапор, 2004. 384 с.
6. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2 Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Прапор, 2004. 288 с.
7. Методичні вказівки до виконання та захисту кваліфікаційної роботи бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл. : Г. І. Слинько, В. О. Мазін, С. О. Беженев, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 26 с.
8. Автомобільні двигуни / Ф. І. Абрамчук [та ін.]. К. : Арістей, 2006. 476 с.
9. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів. Луцьк : ЛНТУ, 2011. 233 с.

10. Пода В. Б. Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згорання. Х. : НАУ «ХАІ», 2007. 105 с.
11. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згорання. Кременчуг : КрНУ, 2023. 180 с.
12. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів. Х. : Точка, 2016. 232 с.
13. Arcoumanis C. Internal Combustion Engines. London : Academic Press Limited, 1988. 397 p.
14. Basshuysen R. v., Schäfer F. Modern Engine Technology from A to Z. Pennsylvania, Warrendale : SAE International USA, 2007. – 1071 p.
15. Євсєєва Н. О., Сухонос Р. Ф., Рябошапка Н. Є., Сметанко О. В. Дослідження особливостей роботи системи охолодження 4-тактного дизельного двигуна // Наука і техніка сьогодні. 2024. Вип. 2(30). С. 805–817. DOI: 10.52058/2786-6025-2024-2(30)-805-817
16. Євсєєва Н. О., Сухонос Р. Ф. Моделювання системи охолодження ДВЗ з електроприводом насосу // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування : XI Міжнарод. наук.-практ. конф., 8-10 вересня 2020 р. : Матеріали. Херсон : Херсонська державна морська академія, 2020. С. 213–214.
17. Тимченко І. І., Жадан П. В., Жилін С. С. Системи ДВЗ : Навчальний посібник. Х. : Вид-во ХНАДУ, 2007. 204 с.

ДОДАТОК А
Специфікації складальних креслень

Формат	Зона	Поз.	Обозначення	Найменування	Кол.	Примечание
				<u>Документація</u>		
A0			NUZR.10000000 СБ	Двигун		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	NUZR.100000001 СБ	Форсунка	4	
		2	NUZR.100000002 СБ	Свічка запалювання	4	
		3	NUZR.100000003 СБ	Гідрокомпенсатор зазору ГРМ	16	
		4	NUZR.100000004 СБ	Маслоприймач	1	
		5	NUZR.100000005 СБ	Маховик	1	
		6	NUZR.100000006 СБ	Шків	1	
A2		7	NUZR.100000007 СБ	Шатун	4	
		8	NUZR.100000008 СБ	Кільце маслоз'ємне	4	
		9	NUZR.100000009 СБ	Сальник колінчастого валу передній	1	
		10	NUZR.100000010 СБ	Сальник колінчастого валу задній	1	
A3		11	NUZR.100000011 СБ	Насос водяний	1	
				<u>Деталі</u>		
		12	NUZR.100000012	Клапан впускний	8	
		13	NUZR.100000013	Сідло клапана впускного	8	
		14	NUZR.100000014	Сідло клапана впускного	8	
		15	NUZR.100000015	Напрямна втулка клапана	16	
		16	NUZR.100000016	Колектор впускний	1	

					NUZR.10000000 СБ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разработ.	Лисенко В.Е.				Лит.	Лист	Листов
Проверил	Евсеева Н.О.					1	3
Н.контр.	Рябошапка Н.Е.				Двигун НУ "Запорізька політехніка"		
Утв.	Артюх О.М.						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
		17	NUZP.10000017	Палець поршневий	4			
		18	NUZP.10000018	Кільце поршневе компресійне верхнє	4			
		19	NUZP.10000019	Кільце поршневе компресійне нижнє	4			
		20	NUZP.10000020	Блок циліндрів	1			
		21	NUZP.10000021	Втулка шатуна	4			
		22	NUZP.10000022	Вал розподільний впускний	1			
		23	NUZP.10000023	Вал розподільний випускний	1			
		24	NUZP.10000024	Пластина кріплення рампи форсунок	1			
		25	NUZP.10000025	Вал колінчастий	1			
		26	NUZP.10000026	Пружина ГРМ зовнішня	16			
		27	NUZP.10000027	Пружина ГРМ внутрішня	16			
		28	NUZP.10000028	Тарілка клапана	16			
		29	NUZP.10000029	Сухар клапана	32			
		30	NUZP.10000030	Труба впускна	1			
		31	NUZP.10000031	Болт	1			
		32	NUZP.10000032	Прокладка кришки головки циліндрів	1			
		33	NUZP.10000033	Кришка клапанна	1			
		34	NUZP.10000034	Шайба	1			
		35	NUZP.10000035	Втулка	1			
		36	NUZP.10000036	Кільце	1			
		37	NUZP.10000037	Зірочка	1			
		38	NUZP.10000038	Кільце стопарне	8			
		39	NUZP.10000039	Клапан випускний	8			
		40	NUZP.10000040	Зірочка	1			
		41	NUZP.10000041	Болт	6			
		42	NUZP.10000042	Картер	1			
		43	NUZP.10000043	Шестерня проміжного валу	1			
		44	NUZP.10000044	Привід масляного насоса	1			
		45	NUZP.10000045	Пробка маслозливна	1			
		46	NUZP.10000046	Головка блоку циліндрів	1			
		47	NUZP.10000047	Поршень	4			
		48	NUZP.10000048	Прокладка головки блоку циліндра	1			
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	NUZP.1000000 СП <table border="1" style="float: right; margin-left: 20px;"> <tr> <td>Лист</td> </tr> <tr> <td>2</td> </tr> </table>		Лист	2
Лист								
2								

