

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Автомобілі, поршневі двигуни та гібридні енергетичні установки

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)
бакалавра

на тему Газовий 4-циліндровий двигун потужністю 65 кВт при 6200 хв⁻¹ для
легкового автомобіля
(Gas 4-cylinder engine with a power of 65 kW at 6200 min⁻¹ for a passenger car)

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

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
ТУРАН Альпер

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

Рецензент к.т.н., доцент, декан
Машинобудівного факультету
ГЛУШКО Василь Іванович

Запоріжжя
2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

Кафедра «Автомобілі, поршневі двигуни та гібридні енергетичні установки»

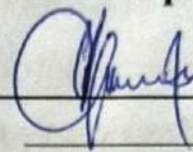
Ступінь вищої освіти бакалавр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма (спеціалізація) «Двигуни внутрішнього згорання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

завідувач кафедри «Автомобілі,
поршневі двигуни та гібридні
енергетичні установки»



О.М. АРТЮХ
2025 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ТУРАН Альпер
(ПРИЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. Тема проекту (роботи) Газовий 4-циліндровий двигун потужністю 65 кВт при 6200 хв⁻¹ для легкового автомобіля

керівник проекту (роботи) д.т.н., професор СЛИНЬКО Георгій Іванович

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 26 травня 2025 р. № 274

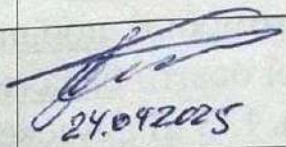
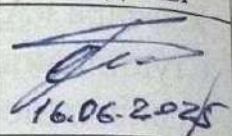
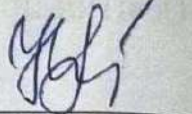
2. Строк подання студентом проекту (роботи) 14 червня 2025 року.

2. Вихідні дані до проекту (роботи) Газовий 4-циліндровий двигун потужністю 65 кВт при 6200 хв⁻¹ для легкового автомобіля.

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 колінчастий вал; виконати розрахунок системи живлення (ГБО)

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 2 плаката з результатами теплового і динамічного розрахунків; повздовжній та поперечний перерізи двигуна; колінчастий вал

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
1-7	Слинько Г.І., д.т.н., професор	 24.04.2025	 16.06.2025
нормо-контроль	Рябошапка Н.Є., старший викладач		

7. Дата видачі завдання «22» травня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	24.05.2024	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту	25.05.2024	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	27.05.2024	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	29.05.2024	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	30.06.2024	
6	Розділ 5 Розрахунок системи живлення	03.06.2024	
7	Розділ 6 Розрахунок на міцність колінчатого вала	05.06.2024	
8	Розділ 7 Висновки з роботи	07.06.2024	
9	Розробка креслень, оформлення роботи	09.06.2024	
10	Нормоконтроль, рецензування	10.06.2024	
11	Розробка доповіді до захисту	11.06.2024	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	14.06.2024	

Студент(ка)

(підпис)

Туран А.

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Слинько Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 72 с., 7 розд., 7 табл., 9 рис., 29 джерел.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ, НАПОВНЕННЯ, ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА, НАВАНТАЖЕННЯ, КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ, ПРОЕКТУВАННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проект газового 4-циліндрового двигун потужністю 65 кВт при 6200 хв⁻¹ для легкового автомобіля. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за циклу, визначені індикаторні ($L_i = 435,9$ Дж/цикл; $p_i = 1,155$ МПа; $\eta_i = 0,417$; $g_i = 0,185$ кг/(кВт·год) та ефективні показники двигуна ($N_e = 67,57$ кВт; $p_e = 0,8662$ МПа; $g_e = 0,2461$ кг/(кВт·год); $\eta_e = 0,3126$). 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 $R_{шш}$ та першу корінну шийку $R_{кш1}$ колінчастого валу двигуна в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні індикаторні моменти ($M_{i1\text{ ср}} = 33,44$ Н·м; $M_{i\text{ сум ср}} = 133,8$ Н·м), ефективний крутний момент двигуна $M_e = 100,4$ Н·м. Виконано конструювання механізмів та систем двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу серії MeM3-317. Розроблено складальне креслення двигуна у двох перерізах. Визначено основні параметри системи паливopодачі, отримано значення витрати газу через редуктор та діаметр соплових отворів газових форсунок. Виконано перевірочний розрахунок елементів колінчастого вала. Всі виконані розрахунки підтверджують правильність прийнятих конструктивних рішень. Колінчастий вал проектованого двигуна має надійно працювати в умовах прийнятих навантажень.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	7
ЗМІСТ	8
ВСТУП.....	9
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	10
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ..	11
2.1 Методи вирішення задачі	11
2.2 Тепловий розрахунок	11
2.3 Контроль результатів розрахунку	22
3. Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі	24
3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	25
3.2 Сили інерції обертових мас.....	26
3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	28
3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	33
4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА.....	35
4.1 Прототип проектного двигуна	35
5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ	40
5.1 Визначення основних параметрів газової паливної системи	40
5.2 Розрахунок основних параметрів газової форсунки	41
6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ	44
6.1 Розрахунок колінчастого вала.....	44
7 ВИСНОВКИ.....	58
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	60
ДОДАТКИ.....	63

ВСТУП

В бакалаврській дипломній роботі виконано проектування газового 4-циліндрового двигун потужністю 65 кВт при 6200 хв⁻¹ для легкового автомобіля. При конструюванні двигуна прийнято технічні рішення за зразком двигуна MeM3-317.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Робота виконана в рамках кафедральної НДР 02211 «Теплові та газодинамічні процеси в двигунах внутрішнього згорання та системах машинобудування».

Мета і задачі роботи

Мета роботи – проектування газового 4-циліндрового двигуна потужністю 65 кВт при 6200 хв⁻¹ для легкового автомобіля.

Задачі:

- техніко-економічне обґрунтування проєкту;
- тепловий розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі роботи;
- динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі роботи;
- конструювання двигуна;
- розрахунок параметрів системи паливоподачі;
- розрахунок на міцність колінчастого вала.

Практичне значення одержаних результатів

Результати роботи можуть бути використані в якості статистичних даних при проектуванні газових двигунів для легкових автомобілів.

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

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Перед тим, як приступити до конструювання ДВЗ, потрібно проаналізувати його основні показники.

Головними показниками двигунів для легкових автомобілів та малих розвізних фургонів [3]:

- масо -габаритні показники;
- економічні показники;
- Екологічні показники;
- виробничо -технічні та ремонтно -експлуатаційні якості.

Дана розробка, присвячена вирішенню поставленої проблеми, є перспективною з наступних причин[3]:

- Світова тенденція посилення екологічних стандартів запроваджує нові вимоги на зміст шкідливих речовин у вихлопних газах;
- двигун не має конкурентів у своєму ціновому діапазоні та не має аналогів серед вітчизняних виробників.

Цей двигун не поступається газовим аналогам по масо -габаритним показниками, а наведені раніше переваги роблять його лідером.

Цей ДВС входить в ціновий діапазон, доступний сьогоднішньому покупцю.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Модель теплового розрахунку другого рівня розроблена на основі диференціальних балансових рівнянь (розглядається баланс маси і баланс енергії), до яких додані кінематичні рівняння, а також рівняння стану робочого тіла і його складу.[2]

Фізико-математична модель другого рівня другої модифікації включає в себе чотири основних диференціальних рівнянь [2]:

- кінематичне рівняння, або рівняння зміни об'єму робочої порожнини;
- рівняння балансу маси;
- рівняння енергетичного балансу;
- рівняння стану робочого тіла.

Крім того, фізико-математична модель, що розглядається, містить ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння необхідні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння [2].

Чисельне рішення основної системи рівнянь моделі дозволяє отримати функції $V(\varphi)$, $m(\varphi)$, $T(\varphi)$, $p(\varphi)$. Це дає можливість побудувати індикаторні діаграми розгорнуті $p(\varphi)$ и $T(\varphi)$ або згорнуті $p(V)$ и $T(V)$. Вони використовуються для подальшого аналізу [2].

2.2 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок двигуна представляє основні труднощі в тому, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість факторів. Розрахунок проводиться з використанням програми

Engine Calculation, заснований на фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ [2].

За допомогою статистичної залежності середнього ефективного тиску p_e від тиску наддуву p_k , побудованої на підставі статистичних даних для сучасних бензинових, газових і дизельних двигунів [5], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e . Так як наддув в конструйованому двигуні відсутній, то $p_k = 101300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 0,833 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [2]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.1)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 65 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,833 \cdot 10^6 \cdot 6200} = 0,0003776 \text{ м}^3, \quad (2.2)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, Вт;

i – число циліндрів;

p_e – середній ефективне тиск двигуна, Па;

τ – коефіцієнт тактності; розроблюваний двигун є чотиритактним для нього $\tau = 2$;

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

Діаметр циліндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0003776}{3,14 \cdot 0,9747}} = 0,079 \text{ м}, \quad (2.3)$$

де $\frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}}$ – відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для прототипу, [5]

$$\frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}} = \frac{0,079}{0,077} = 0,9747. \quad (2.4)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\Pi} = 0,079\text{м}$,

Хід поршня:

$$S_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot \frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}} = 0,079 \cdot 0,9747 = 0,077 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Приймається $S_{\Pi} = 0,077 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_{\kappa} = \frac{S_{\Pi}}{2} = \frac{0,077}{2} = 0,0385 \text{ м}. \quad (2.6)$$

На другому етапі виконуємо попередні розрахунки, які є вихідними при використанні фізико-математичної моделі [2],

1. Код двигуна.

Код двигуна Y в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлений код для дизельних ДВЗ $Y = 2$.

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: дизельний.

Тип двигуна впливає на рід використовуваного палива і характер процесу згоряння, який залежить від способу сумішоутворення.

3.1 Теплота згоряння палива (газове паливо):

$$H_{\text{ut}} = 46800000 \text{ Дж/кг}. [5]$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для дизельного ДВЗ $m_1 = 3,2$.

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,079$ м.

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

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,079}{4} = 0,004902 \text{ м}^2 \quad (2.7)$$

i може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа r_k розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_k = 0,0385 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,0385}{0,126} = 0,3063, \quad (2.8)$$

де $L_{\text{ш}} = 0,126$ м – довжина шатуна.

Величина λ_k вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу [2]. На прототипі проектуваного двигуна довжина шатуна $L_{\text{ш}} = 0,126$ м.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня бензинових (газових) ДВЗ:

$$F'_{\Pi} = (1,0 \dots 1,1)F_{\Pi} = 1,1 \cdot 0,004902 = 0,005392 \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

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

4.8 Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення[2]:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_{\Pi} = 1,3 \cdot 0,004902 = 0,006373 \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_{\Pi}^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,079^2 \cdot 0,0385 \cdot \frac{1}{9,8-1} = 0,00004289 \text{ м}^3. \quad (2.11)$$

5. Наддув двигуна.

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

5.2 Температура повітря на вході в двигун відповідає температурі навколишнього середовища

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

$p_0 = 101300$ – атмосферний тиск Па.

6. Регульовальні дані.

6.1 Кут початку згоряння φ_c залежить від кута випередження запалювання $\varphi_{оп}$ в бензинових(газових) ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ [2]. Для бензинових (газових) ДВЗ:

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 27^\circ = 333^\circ, \quad (2.12)$$

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

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

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{ст} = 333^\circ - 60^\circ = 273^\circ. \quad (2.13)$$

Для бензинових (газових) ДВЗ $\Delta\varphi_{cr} = 40^\circ \dots 60^\circ$ на прототипі проєктованого двигуна $\Delta\varphi_{cr} = 60^\circ$,

7. Режимні данні.

7.1 Кутова швидкість обертання кривошипа визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання валу n [2]:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6200}{60} = 649,3 \text{ с}^{-1}. \quad (2.14)$$

7.2 Коефіцієнт надлишку повітря α на номінальному режимі вибирається за індивідуальним варіантом виходячи з типу використовуваного палива [2]:

Для бензинових та газових ДВЗ: $\alpha = 0,85 \dots 0,95$, [2]; приймаємо $\alpha = 0,9$.

7.3 Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря [2].

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі:

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,0003776 \cdot 1,205 \cdot 0,6942 = 0,0003158 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.15)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{101300}{287 \cdot 293} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.16)$$

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 101300 \text{ Па};$$

$$T_k = 293 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_r} = \quad (2.17)$$

$$= \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot \frac{101300 - 10130}{101300} \cdot \frac{293}{293 + 20 + 0,1 \cdot 1100} = 0,6942,$$

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

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

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

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

Циклова масова подача палива [2]:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,0003158}{0,9 \cdot 15,7} = 0,00002235 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.18)$$

де $l_0 = 15,7$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива (зріджений нафтовий газ – пропан-бутан).

Середня температура стінок T_{w} залежить від типу двигуна, рівня форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей. На номінальному режимі роботи приймається для деталей з алюмінієвих сплавів $T_{\text{w}} = 420 \dots 470$ К, зі сталі і чавуну – $T_{\text{w}} = 550 \dots 650$ К [2]. Приймається $T_{\text{w}} = 600$ К.

8. Початкові умови.

До початкових умов відносяться всі параметри робочого тіла на початку рахунку. У даній ФММ початок рахунку відповідає точці "а" на індикаторній діаграмі, при положенні поршня у НМТ і куті повороту кривошипа $\varphi = 180^\circ$, початок відліку кута φ відповідає положенню поршня у ВМТ [2].

8.1 Початковий тиск:

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 101300 - 10130 = 91170 \text{ Па.} \quad (2.19)$$

8.2 Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску [2]:

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,1} (293 + 20 + 0,1 \cdot 1100) = 384,5 \text{ К.} \quad (2.20)$$

8.3 Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів [2], отже:

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,1) \cdot 0,0003158 = 0,0003474 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (2.21)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{9,8}{9,8 - 1} \cdot 0,0003776 = 0,0004204 \text{ м}^3. \quad (2.22)$$

Початкові параметри повинні задовольняти рівняння стану, яке є в даному випадку контрольним [2]:

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (2.23)$$

$$91170 \cdot 0,0004204 = 287 \cdot 0,0003474 \cdot 384,5;$$

$$38,33 \text{ Дж} = 38,34 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{38,33 - 38,34}{38,33} \cdot 100\% = -0,02609\%. \quad (2.24)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4% [2],

9. Дані до динамічного розрахунку,

9.1 Для виконання динамічного розрахунку необхідно знати маси поступально рухомих і обертових частин [2].

Приведена маса поступально рухомих частин включає в себе масу поршневого комплексу (поршня, пальця, кілець) і частина маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця [2]:

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 0,613 + 0,25 \cdot 0,784 = 0,809 \text{ кг}, \quad (2.25)$$

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

З [5], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,005392 = 0,55 \text{ кг}, \quad (2.26)$$

де $m'_{\Pi} = m_{\Pi}/F_{\Pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$ [5].

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

F_{Π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 160 \cdot 0,005392 = 0,784 \text{ кг}, \quad (2.27)$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\Pi} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$ [5].

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

Тепловий розрахунок на цьому завершується, дані теплового розрахунку використовуються в динамічному розрахунку [2],

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

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми DVS-2.

№ п/п	Найменування величини	Чисельні величини	Позначення та одиниці виміру
		Номинальний режим	
1	Код двигуна	2	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	46800000	$H_{шт}, Дж/кг$
	2.Показник процесу згорання	3,2	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,079	$D, м$
	4.Площа поршня	0,004902	$F_{п}, м^2$
	5.Радіус кривошипа	0,0385	$r_k, м$
	6.Відношення $\lambda=r_k / L_{ш}$	0,3063	λ_k
	7.Площа теплообміну поршня	0,005392	$F'_{п}, м^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,006373	$F_k, м^2$
9.Об'єм камери стиснення	0,00004289	$V_c, м^3$	
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	101300	$p_k, Па$
	2.Температура наддувочного повітря	293	$T_k, К$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	333	$\varphi_c, град$
	2.Кут кінця згорання	393	$\varphi_z, град$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	649,3	$\omega, рад/с$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	0,9	α
	3.Циклова подача палива	0,00002235	$m_{тп}, кг/цикл$
	4.Середня температура стінок	600	$T_w, К$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	91170	$p_a, Па$
	2.Температура	384,5	$T_a, К$
	3.Маса робочого тіла	0,0003474	$m_a, кг/цикл$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,0004204	$V_a, м^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
1.Маса частин, що рухаються поступально	0,809	$m_a, кг$	
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^\circ$

Студент групи: Т-411ін

А.Туран

Викладач -консультант:

Г.І. Слинько

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 33,44 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 133,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

$$(M_e)_{cp} = 100,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

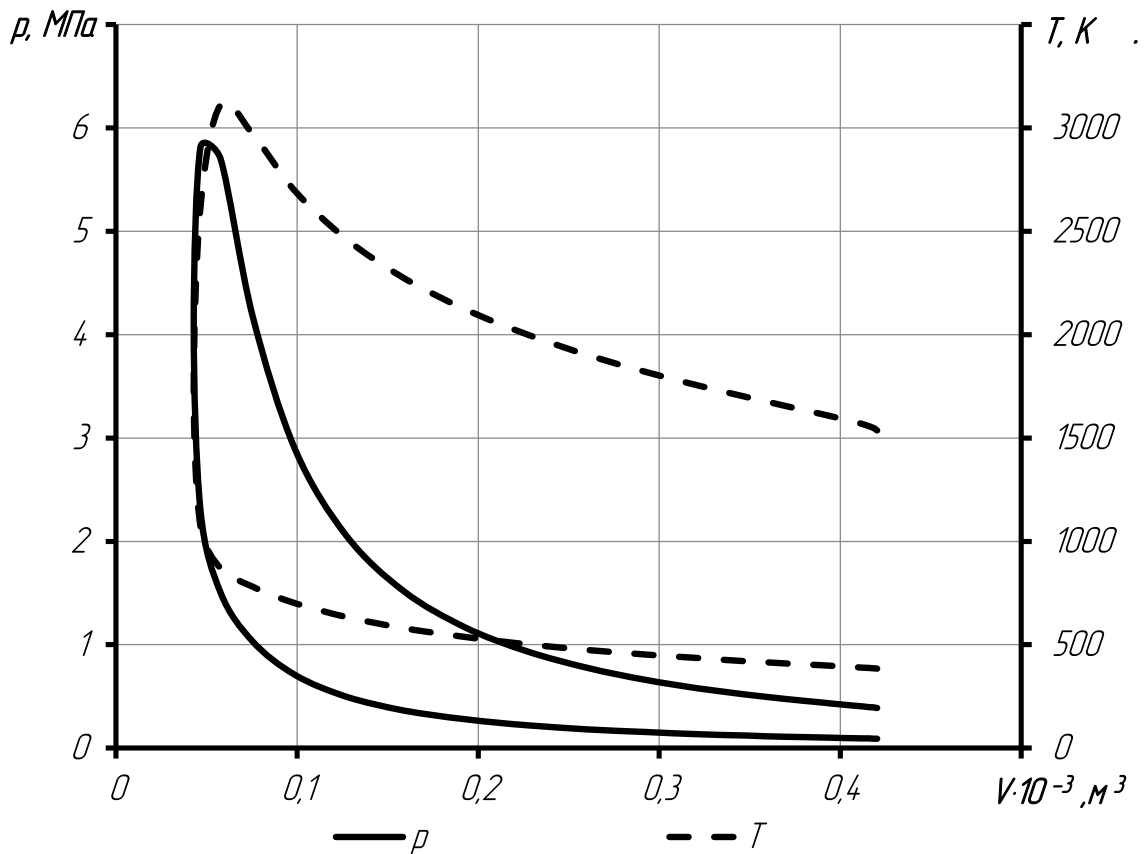
$$M_e = 104,1 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Після введення числових значень з табл. 2.1 в комп'ютер і за допомогою стандартної програми DVS-2, отримуємо протоколи для номінального режиму, виконані на трьох аркушах формату А4. На одному з листів наведені дані теплового розрахунку, на інших двох - дані динамічного розрахунку. Протоколи розрахунків представлені у додатку А

Протокол теплового розрахунку містить запис параметрів робочого тіла (тиску p , температури T , маси m , об'єму V) при різних кутах повороту кривошипа φ , причому слід мати на увазі, що розрахунок виконаний з кроком інтегрування $\Delta\varphi = 1^\circ$, а запис в протоколі зроблено з кроком $\Delta\varphi = 10^\circ$ (з метою скорочення протоколу) [2].

В кінці протоколу наведені основні циклові і питомі показники: індикаторна робота циклу L_i , середній індикаторний тиск p_i , індикаторний ККД η_i , питома індикаторна витрата палива g_i . [2]

За даними теплового розрахунку будують індикаторні діаграми в системах координат $p - V$ і $T - V$ (рис.2.1).



p – тиск, Па, T – температура, К, V – об'єм, м^3

Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.3 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 2.1) індикаторна робота циклу $L_i = 435,9$ Дж/цикл,

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яка розраховується за формулою [2]:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (2.28)$$

$$N_e = 4 \cdot 435,9 \cdot \frac{103,3}{2} \cdot 0,75 = 67,57 \text{ кВт},$$

де $n = 6200 \text{ мин}^{-1} = 103,3 \text{ с}^{-1}$,

η_m – механічний ККД двигуна, що враховує вплив механічних втрат, його значення для бензинових (газових) ДВЗ знаходиться в межах 0,70 ... 0,80 [2]; $\eta_m = 0,75$ – прийнято по прототипу проектованого двигуна [28].

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{67,57 - 65}{65} \cdot 100\% = 3,954\%. \quad (2.29)$$

Результати розрахунку задовільні, так як в подібних розрахунках допустима похибка становить $\pm 15\%$ [2].

Середній ефективний тиск [2]:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,155 \cdot 0,75 = 0,8662 \text{ МПа}. \quad (2.30)$$

Ефективний ККД двигуна [2]:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,417 \cdot 0,75 = 0,3126. \quad (2.31)$$

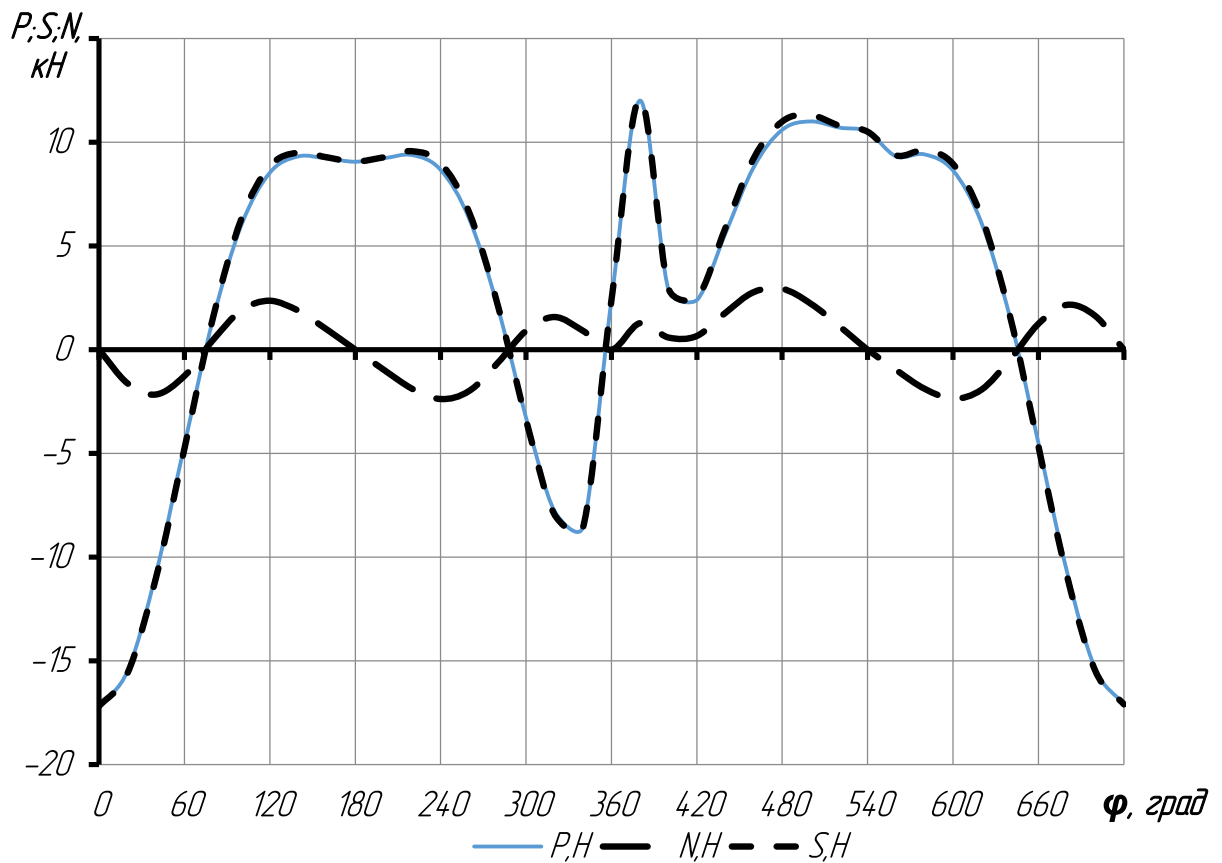
Питома ефективна витрата палива [2]:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,185}{0,75} = 0,2461 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{час}}. \quad (2.32)$$

3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

Динамічний розрахунок двигуна виконують за методикою [2] з метою визначення сил та моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.

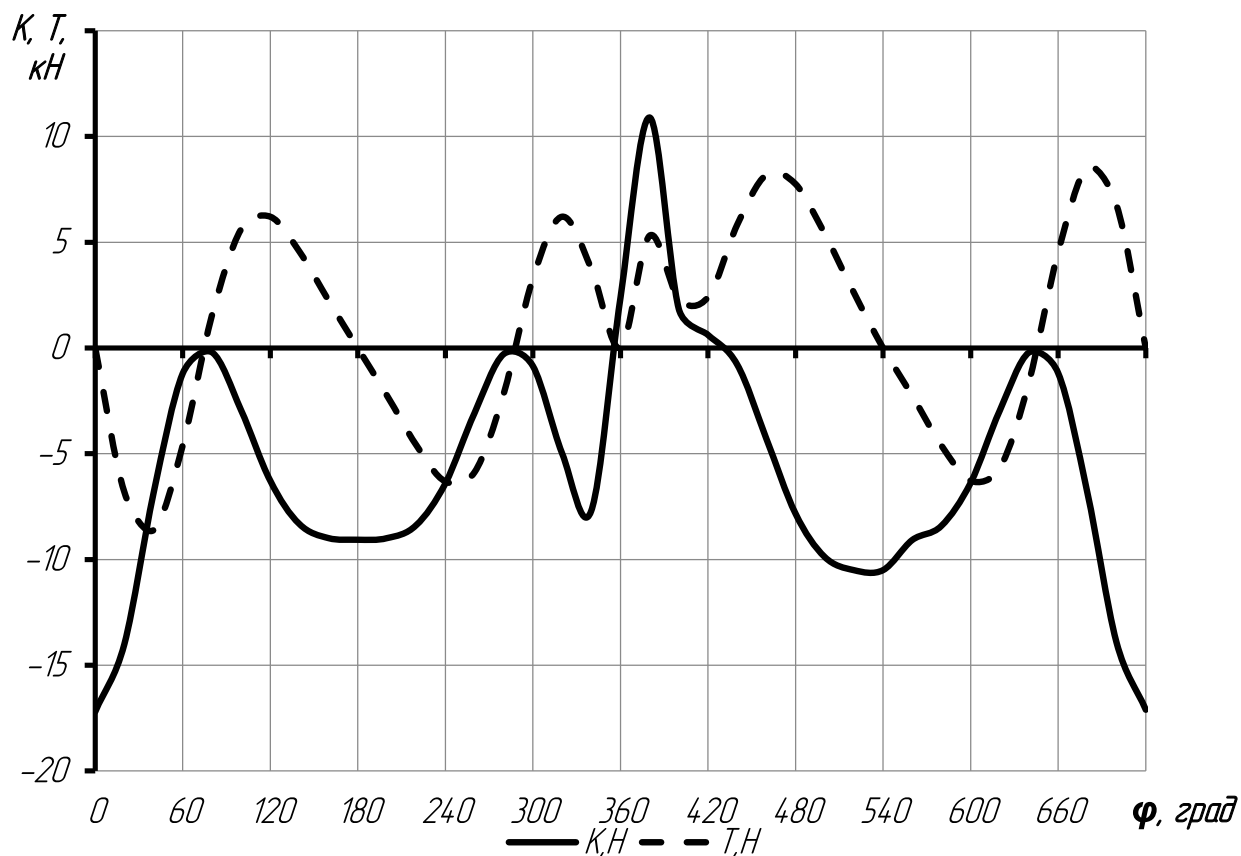
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень $P_{\text{п}}$, бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ [2].



P – сумарна сила, що діє на поршень, H ; N – бічна сила, що діє на поршень, H ;

S – сила, що діє уздовж шатуна, H .

Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень і шатун



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

Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип

3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний кривошипно-шатунний механізм замінюється динамічно еквівалентною системою зосереджених мас [2].

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 125 \cdot 0,004902 = 0,613 \text{ кг}, \quad (3.1)$$

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

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 160 \cdot 0,004902 = 0,784 \text{ кг}, \quad (3.2)$$

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

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 0,784 = 0,196 \text{ кг}. \quad (3.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 0,784 = 0,588 \text{ кг}. \quad (3.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 175 \cdot 0,004902 = 0,858 \text{ кг}, \quad (3.5)$$

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

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{ж}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 0,613 + 0,196 = 0,809 \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 0,858 + 0,588 = 1,446 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

3.2 Сили інерції обертових мас

Сили інерції, що діють в кривошипно-шатунного механізму, відповідно до характеру руху приведених мас підрозділяють на сили поступально рухомих мас $P_{\text{ж}}$ і відцентрові сили інерції обертових мас K_{R} (рис. 3.3) [2].

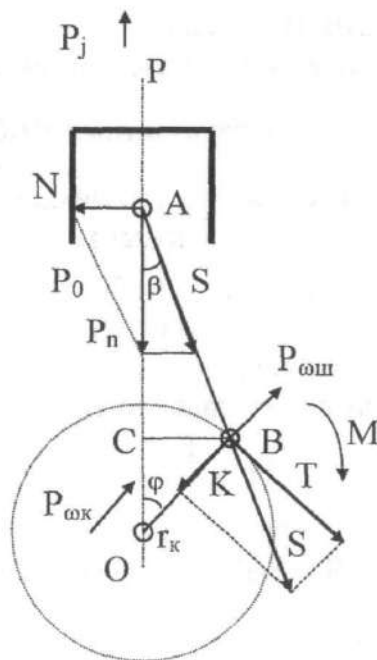


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі [2]

Відцентрова сила інерції обертювих мас:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2, \quad (3.8)$$

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

R – радіус кривошипа, м;

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

$$K_R = -1,446 \cdot 0,0385 \cdot 649,3^2 = -23,474 \text{ кН}. \quad (3.9)$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертювих мас шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.10)$$

$$K_{Rш} = -0,588 \cdot 0,0385 \cdot 649,3^2 = -9,544 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 \cdot 10^{-3}, \quad (3.11)$$

$$K_{Rk} = -0,858 \cdot 0,0385 \cdot 649,3^2 = -13,93 \text{ кН.}$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ і величини $K_{Rш}$ і K_{Rk} , будують полярні діаграми сил на шатунні $R_{шш}$ і корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки [2].

3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу

Шатунна шийка:

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку:

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + P_k^2}, \text{ кН}, \quad (3.12)$$

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

P_k – сила, що діє на шатунну шийку вздовж кривошипа, Н.

$$P_k = K + K_{Rш}, \quad (3.13)$$

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

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

При $\varphi = 30^\circ$:

$$P_k = -10,6 + (-9,544) = -20,1 \text{ кН,}$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-8,52)^2 + (-20,1)^2} = 21,9 \text{ кН.}$$

Результуюча сила, що діє на коліно валу:

$$R_k = \sqrt{T^2 + K_{pk}^2}, \quad (3.14)$$

де K_{pk} – сила, що діє на коліно валу по кривошипа, Н;

$$K_{pk} = P_k + K_{Rk} = K + K_{Rш} + K_{Rk} = K + K_R; \quad (3.15)$$

$$K_{pk} = -10,6 + (-23,474) = -34,1 \text{ кН},$$

тоді

$$R_k = \sqrt{(-8,52)^2 + (-34,1)^2} = 35,1 \text{ кН}.$$

Всі інші значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу φ наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу

φ°	Повні сили					
	К, Н	Т, Н	Рк, Н	Ршш, Н	Крк, Н	Рк, Н
0	-17200	0	-26700	26700	-40700	40700
20	-14000	-6820	-23500	24500	-37500	38100
40	-6880	-8610	-16400	18500	-30400	31600
60	-1210	-4620	-10700	11700	-24700	25100
80	-200	1510	-9740	9860	-23700	23700
100	-2920	5590	-12500	13700	-26400	27000
120	-6290	6210	-15800	17000	-29800	30400
140	-8330	4550	-17900	18400	-31800	32100
160	-8990	2240	-18500	18700	-32500	32500
180	-9060	0	-18600	18600	-32500	32500
200	-9000	-2240	-18500	18700	-32500	32600
220	-8390	-4580	-17900	18500	-31900	32200
240	-6400	-6320	-15900	17200	-29900	30500
260	-3070	-5880	-12600	13900	-26500	27200
280	-287	-2170	-9830	10100	-23800	23900
300	-855	3280	-10400	10900	-24300	24500
320	-4960	6210	-14500	15800	-28400	29100
340	-7720	3770	-17300	17700	-31200	31400
360	2390	0	-7150	7150	-21100	21100
380	10900	5310	1330	5470	-12600	13700
400	1850	2310	-7690	8030	-21600	21700
420	626	2400	-8920	9240	-22800	23000
440	-771	5810	-10300	11800	-24200	24900
460	-4270	8180	-13800	16100	-27700	28900
480	-7840	7740	-17400	19000	-31300	32300
500	-9880	5400	-19400	20200	-33400	33800
520	-10500	2610	-20000	20200	-34000	34100
540	-10500	0	-20100	20100	-34000	34000
560	-9080	-2260	-18600	18800	-32600	32600
580	-8420	-4600	-18000	18500	-31900	32200
600	-6370	-6280	-15900	17100	-29800	30500
620	-2960	-5680	-12500	13700	-26400	27000
640	-213	-1610	-9760	9890	-23700	23700
660	-1180	4520	-10700	11600	-24700	25100
680	-6820	8530	-16400	18500	-30300	31500
700	-13900	6780	-23400	24400	-37400	38000
720	-17100	0	-26600	26600	-40600	40600

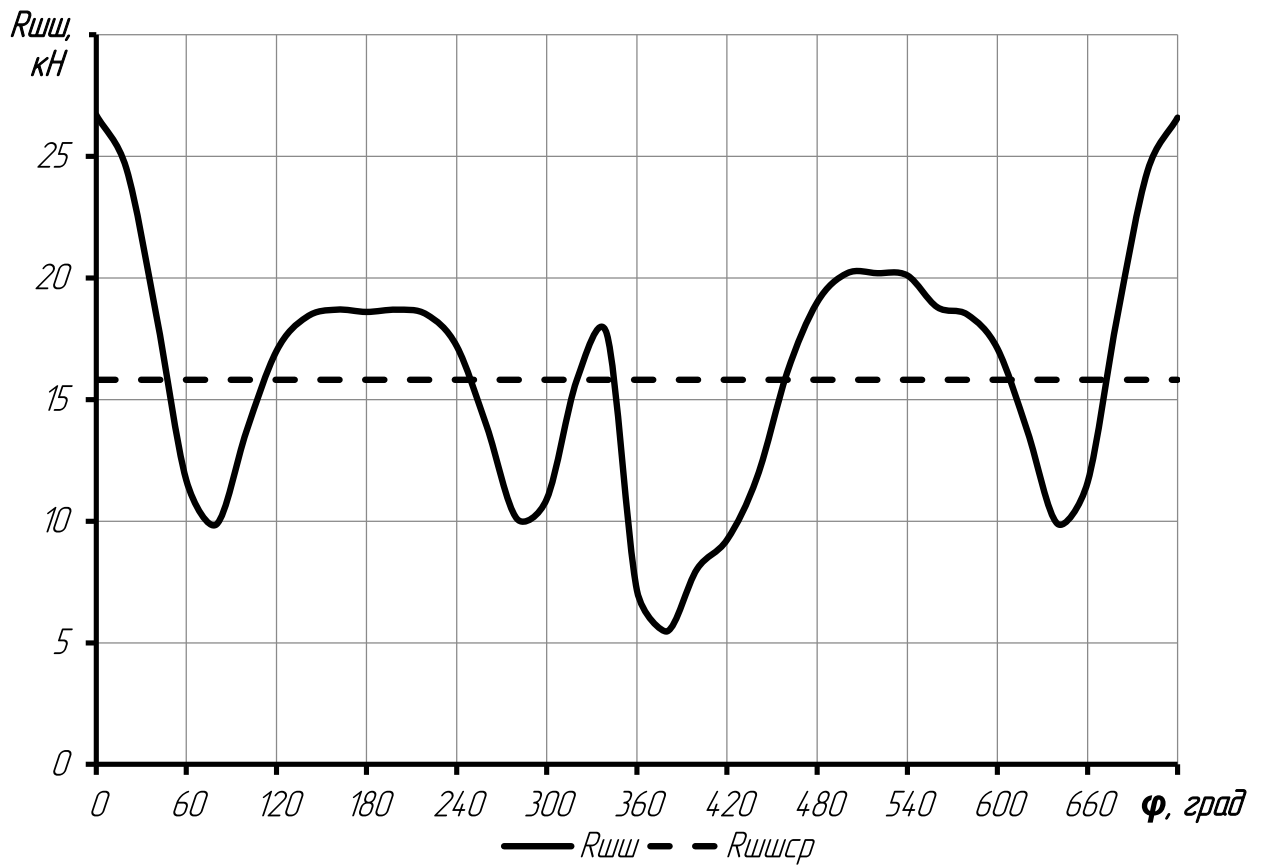


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

Графічна побудова сили $R_{шш}$ в залежності від кута повороту кривошипа здійснюється у вигляді полярної діаграми (рис. 3.5) з полюсом в точці $O_{ш}$. Для отримання полярної діаграми, кінці результуючих сил $R_{шш}$ з'єднують послідовно в порядку наростання кутів плавною кривою [2].

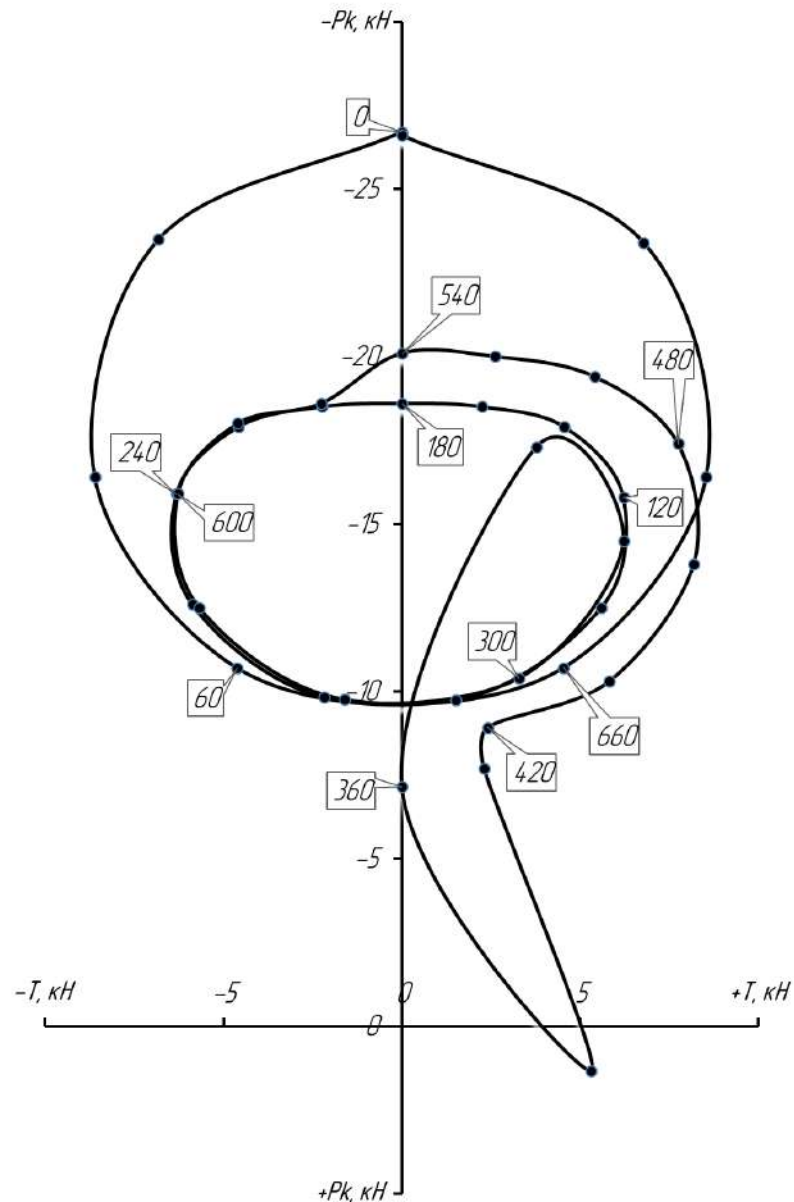


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{\text{шш.ср}}$, а також її максимального $R_{\text{шш.мах}}$ і мінімального $R_{\text{шш.мін}}$ значень полярну діаграму перебудовують в прямокутні координати в функції кута повороту колінчастого валу (рис. 3.6) [2]. Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки:

$$R_{\text{шш.мах}} = 26,75 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш.мах}} = 34,96 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш.мін}} = 1,56 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш.мін}} = 23,41 \text{ кН};$$

$$R_{\text{шш.ср}} = 15,81 \text{ кН};$$

$$R_{\text{кш.ср}} = 29,15 \text{ кН}.$$

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

Корінна шийка.

Колінчастий вал розраховуваного двигуна п'ятиопорний.

Сила, що діє на першу корінну шийку при $\varphi = 30^\circ$:

$$R_{кш1} = -0,5 \cdot R_{к1} = -0,5 \cdot 35,1 = 17,6 \text{ кН.} \quad (3.16)$$

Сила, що діє на другу корінну шийку при $\varphi = 30^\circ$:

$$R_{кш2} = \sqrt{T_{к2}^2 + K_{к2}^2} = \sqrt{(2,55)^2 + (0,888)^2} = 2,7 \text{ кН.} \quad (3.17)$$

де $T_{к2} = (T_1 - T_2) = (4,26 - (-1,71)) = 2,55 \text{ кН}$;

$K_{к2} = (K_{рк1} - K_{рк1}) = (17 + (-16,1)) = 0,888 \text{ кН}$.

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

3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі

Друга частина динамічного розрахунку полягає у визначенні сумарного крутного моменту на вихідному валу двигуна $M_{сум}$. Це досягається за допомогою таблиці набігаючих крутних моментів (протокол розрахунку). Спочатку підсумовують крутний момент на кривошип, але з урахуванням розташування циліндрів і відносного розташування кривошипів колінчастого валу [2].

Після визначення сумарного крутного моменту він складається і визначається середній індикаторний крутний момент $(M_i)_{cp} = 33,44 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і

сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна
 $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 133,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) (рис.3.6).

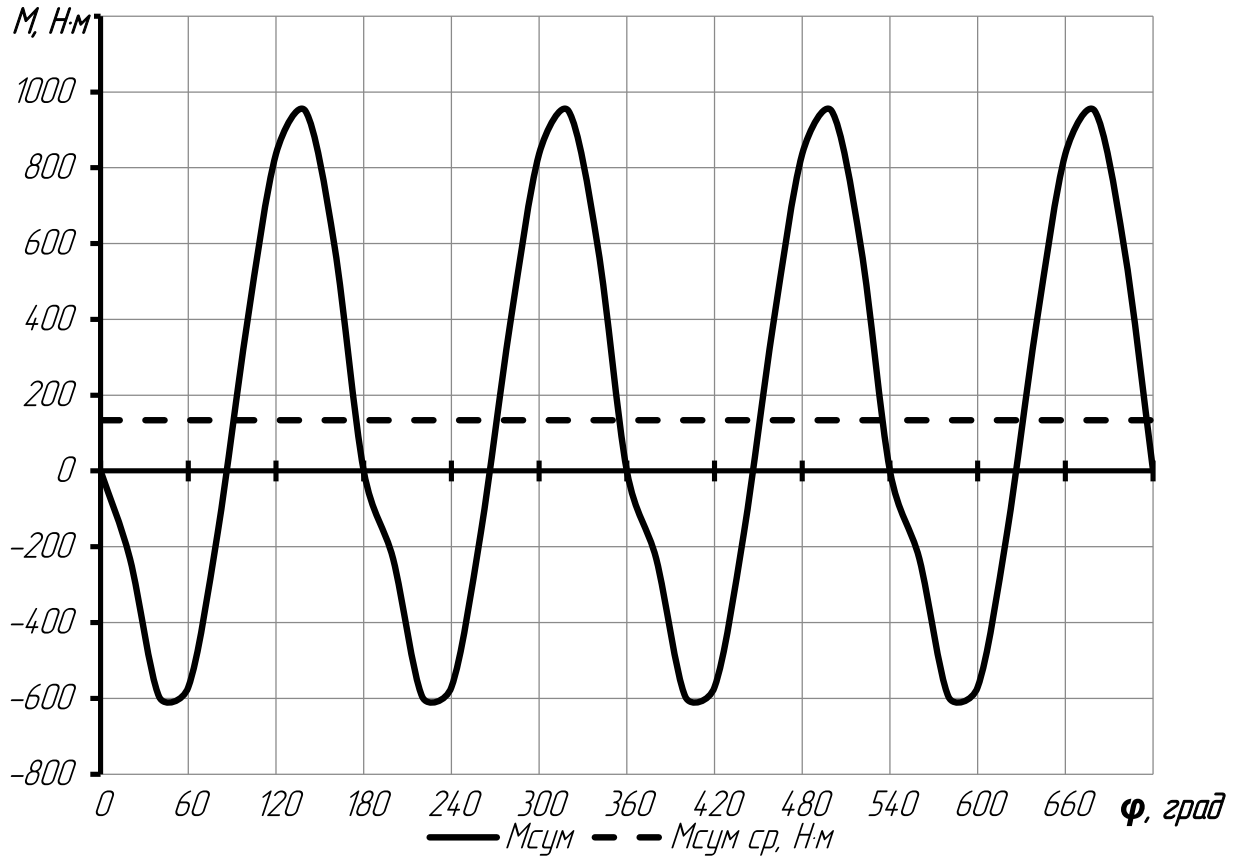


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

4.1 Прототип проектного двигуна

Як прототип прийнятий двигун MeM3-317, технічні характеристики якого близькі за технічним завданням на проект. У відповідності з ТЗ двигун бензиновий чотирициліндровий рядний. Охолодження рідинне з примусовою циркуляцією рідини. Система охолодження замкнута. Система змащення змішаного типу [28].

Технічні дані двигуна MeM3-317:

- тип двигуна	бензиновий
- число тактів	4
- число циліндрів	4
- діаметр циліндра, мм	77,5
- хід поршня, мм	73,5
- робочий об'єм двигуна, см ³	1386
- ступінь стиснення	9,8
- номінальна потужність, кВт	56,6
- номінальна частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	5800
- маса сухого двигуна, кг	98,5

Двигуни моделі MeM3-317 призначені для установки на автомобілі [28].

Система змащення.

Система змащення – комбінована з мокрим картером. Під тиском змащуються підшипники колінчастого, розподільного валу і коромисел клапанів. Інші деталі змащуються розбризкуванням [28].

Насос системи змащення шестеренчатого типу з внутрішнім зачепленням наводиться безпосередньо від носка колінчастого вала.

Очищення масла досягається сіткою приймача, фільтром, який підключений паралельно до головної масляної магістралі. Регулювання кількості оливи виконується редукційним клапаном, який також підключений

паралельно до головної магістралі. Вентиляція картера виконується через масловіддільник в кришці ГРМ. Надлишок газу відсмоктується у впускний трубопровід і спалюється в циліндрах [28].

Система охолодження.

Система охолодження - рідинна, закритого типу, водяний насос – відцентровий [28].

Система охолодження забезпечує температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна в межах $+ (82 \dots 95) ^\circ \text{C}$. Допускається короткочасне (не більше 40 хв.) Підвищення температури охолоджуючої рідини до $+ 103 ^\circ \text{C}$ [28].

Рідинний насос приводиться в рух від зубчастого ременя газорозподільного механізму і нагнітає охолоджуючу рідину з підвідного патрубка до рубашки охолодження блоку циліндрів, звідти рідина потрапляє до каналів охолодження головки блоку, і далі – до відвідному патрубку, який веде до радіатора охолодження. Паралельно з останнім з'єднаний термостат, який відкривається при досягненні рідиною температури $84 ^\circ \text{C}$ [28].

Система запалювання.

У цій системі виконавчими органами є свічки запалювання, які харчуються високою напругою з індивідуальних контурів котушки запалювання, які, в свою чергу, керуються індивідуальними контурами контролера. Інформацію по куту ПКВ контролер отримує від індукційного датчика, який розташований на кожусі маховика. Інформацію по куту повороту РВ контролер отримує з датчика фаз, який встановлений на задній частині головки блоку, над прапорцем на кінці РВ [28].

Електрообладнання

Система електрообладнання - однопровідна, номінальна напруга 12В. Негативні клеми джерела струму і споживачів електроенергії підключені до "маси"[28].

Генератор – з вбудованим регулятором напруги (14 В) і перешкодоподавляючим конденсатором.

Стартер – з електромагнітним збудником від постійних магнітів, правого напрямку обертання, пускова потужність - не менше 1 кВт [28].

Система подачі палива.

Паливо в двигун подається електромагнітними форсунками, якими керує контролер відповідно до відомостей, які надходять від датчиків. Форсунки підключені до рампи форсунок, яка служить для накопичення палива і зменшення коливань тиску в ньому. Паралельно з рампою підключений регулятор тиску. З паливного бака бензин подається електричним паливним насосом зануреного типу [28].

Система подачі повітря.

Система подачі повітря двигуна на вході має дросельний патрубок, який вміщує дросельну заслінку, датчик її положення, регулятор холостого ходу, канали системи підігріву дросельної заслінки, клапан системи продувки адсорбера, канал системи вентиляції картера. Система підігріву дросельної заслінки пов'язана з системою охолодження двигуна і служить для попередження обмерзання заслінки. Клапан системи продувки адсорбера передбачений для звільнення адсорбера бензобака від парів палива, які там накопичуються, і спалювання їх в двигуні, чим досягається покращення екологічної безпека експлуатації автомобіля. Клапан системи вентиляції картера призначений для запобігання виділень в атмосферу випарів моторної оливи і газів, що прорвалися з робочої порожнини і містять вуглеводні. Він розташований за дросельною заслінкою. На повітряний колекторі встановлено датчик детонації, також в ньому встановлені паливні форсунки. Форсунки орієнтуються таким чином, щоб забезпечити спрямування факела розпилю в отвори горловин клапанів [28].

Газорозподільчий механізм.

Головка блоку для зменшення теплових навантажень виготовлена з алюмінієвого сплаву. Кришка головки блоку також відлита з алюмінієвого сплаву [28].

Привід ГРМ зубчато пасовою передачею, дозволяє спростити і полегшити конструкцію. Ремінь не розтягується під час роботи, завдяки чому фази газорозподілу залишаються незмінними. Менший ресурс його компенсується простотою заміни. РВ розташований в голівці блоку. РВ чавунний литий суцільний, що спрощує конструкцію і покращує зносостійкість [28].

Для спрощення виробництва і зменшення інерційності використовуються суцільні клапани з плоскою тарілкою. Головка блоку виконана з легкого сплаву з подальшою запресовкою седел клапанів, які виготовлені з твердого сплаву [28].

У двигуні встановлюють два компресійних і одне маслоз'ємне кільця. Кільця чавунні. Для поліпшення умов приробітки кілець на них наносять фосфатне покриття. Для збільшення ресурсу двигуна кромки верхнього кільця заокруглені. Маслоз'ємне кільце виконують збірним з двох сталевих кілець з розширювачем [28].

Поршневий палець плаваючого типу, при якому палець одночасно має можливість провертатися як в бобишках поршня, так і у верхній голівці шатуна, чим досягається рівномірний і зменшений його знос, зменшені розігрів, механічні втрати і низька ймовірність заїдання. Запобігання осьового переміщення досягається стопорними кільцями зі сталі. Для зменшення ваги, палець виконаний порожнистим [28].

Стрижень шатуна виконано з двотаврових перетином. Для зменшення коефіцієнта тертя в поршневу головку запресованних бронзова втулка, а в кривошипну встановлюються біметалічними сталелегалієвими вкладиші. Для спрощення обробки заготовки роз'єм в кривошипної шийки виконаний перпендикулярним до осі шатуна, і плоским [28].

Колінчастий вал повноопорний суцільний з противагами на кожній щоці. Присутні масляні канали для змащення шатунних підшипників Для забезпечення можливості статичного і динамічного балансування друге коліно має виступ. Для приводу масляного та рідинного насосів, а також

ГРМ. Носок вала має ділянку з дисками і ділянку зі шпонковим пазом. Для зменшення ймовірності зминання поверхонь паза використана сегментна шпонка. Маховик закріплюється шістьма болтами [28].

5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

5.1 Визначення основних параметрів газової паливної системи

На рис.5.1 представлена схема системи живлення ЗНГ четвертого покоління.

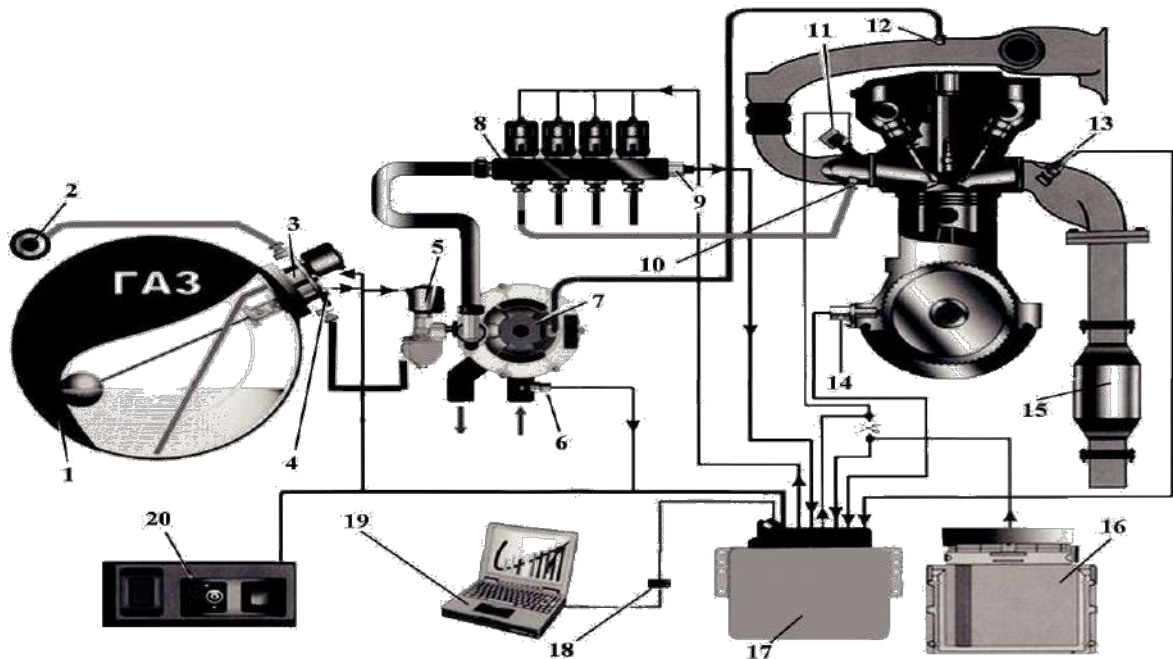


Рисунок 5.1 – Схема системи живлення ЗНГ четвертого покоління [29].

1 – газовий баллон; 2 – виносний заправний пристрій; 3 – мультиклапан; 4 – датчик рівня газу; 5 – газовий клапан з фільтром; 6 – датчик температури охолоджуючої рідини; 7 – редуктор; 8 – рампа з газовими форсунками; 9 – інтегрований датчик тиску і температури газу; 10 – штуцер подачі газу у випускному колекторі; 11 – рампа з бензиновими форсунками; 12 – штуцер; 13 – датчик кисню; 14 – датчик положення колінчастого вала; 15 – каталітичний нейтралізатор; 16 – штатний контролер бензинової системи; 17 – контролер газової системи живлення; 18 – діагностичний роз'єм; 19 – персональний комп'ютер з програмою; 20 – перемикач виду палива з індикатором рівня газу.

Вихідним параметром для розрахунку є циклова подача палива [7]:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau_T}{60n \cdot i} = \frac{246,1 \cdot 67,57 \cdot 2}{60 \cdot 6200 \cdot 4} = 0,0224 \frac{\text{г}}{\text{цикл}} \quad (5.1)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива [г / (кВт · год)]; N_e – ефективна потужність двигуна (кВт); τ_T – коефіцієнт тактності ($\tau_T = 1$ – для двотактних двигунів; $\tau_T = 2$ – для чотиритактних двигунів); n – частота обертання колінчастого вала двигуна [хв⁻¹]; i – число циліндрів.

Газовий редуктор повинен забезпечувати необхідну для роботи двигуна подачу палива.

$$G_{\text{п}} = \frac{\Psi \cdot g_e \cdot N_e}{3600} = \frac{1,15 \cdot 246,1 \cdot 67,57}{3600} = 5,312 \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (5.2)$$

де $\psi = 1.15$ – коефіцієнт запасу подачі насоса, що враховує короткочасне збагачення суміші на перехідних режимах.

5.2 Розрахунок основних параметрів газової форсунки



Рисунок 5.2 – Конструкція газової форсунки

1 – паливний фільтр; 2 – кільця ущільнювачів; 3 - жиклер; 4 – сідло; 5 – пружина; 6 – електромагніт-соленоїд; 7 – корпус; 8 – електричний роз'єм.

Соплові отвори форсунок. У паливних системах розподіленого упорскування газоподібного палива в основному використовують змінні жиклери з каліброваним отвором, діаметр якого:

$$d_c = \sqrt{\frac{4W_{ц\max}}{\pi\mu t_{дп} U_{сф}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,323 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,748 \cdot 0,019 \cdot 232,07}} = 1,681 \text{ мм.} \quad (5.3)$$

де $\mu = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт витоку газу через сопловий отвір;

$W_{ц\max}$ – об'єм газу, що відповідає максимально можливій подачі:

$$W_{ц\max} = \frac{g_{ц}}{1000\rho_{пб\text{ вит}}} = \frac{0,0224}{1000 \cdot 3,059} = 7,323 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (5.4)$$

де $\rho_{пб\text{ вит}} = 3,059 \text{ кг/м}^3$ – щільність пропан-бутана при надкритичному витіканні з сопла;

$$t_{дп} = \frac{\varphi_{дп}}{60n} = \frac{720}{60 \cdot 6200} = 0,019 \text{ с,} \quad (5.5)$$

де $\varphi_{дп} = 720$ – кутова тривалість подачі палива.

На проектуваному двигуні пропонується застосування фазованого впорскування із синхронізацією моменту та тривалості впорскування з моментом відкриття впускного клапана. Таким чином, на режимах часткових навантажень тривалість впорскування не перевищує тривалість відкриття клапана. Однак при досягненні режимів близьких до номінальних здійснюється безперервна подача палива, що дозволяє розвантажити форсунки та продовжити термін служби соленоїдів.

Середній (абсолютний) тиск газу після редуктора для систем розподіленого упорскування газоподібного палива $P_{сер} = 0,1 \dots 0,15 \text{ МПа}$, що з урахування тиску у впускній системі призводить до надкритичного витоку газу через сопло форсунки.

Середня швидкість витоку палива через сопло

$$U_{\text{сер}} = \sqrt{R_{\text{пб}} \cdot T_{\text{пб}}} \left(\frac{2}{k_{\text{пб}}} \right)^{0,5} = \sqrt{163 \cdot 313} \left(\frac{2}{1,117} \right)^{0,5} = 232 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (5.6)$$

де $R_{\text{пб}} = 163 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – газова стала для пропан-бутана; $T_{\text{пб}} = 303 \dots 343 \text{ К}$ – температура газу в рампі після редуктора; $k_{\text{пб}} = 1,117$ – коефіцієнт адіабати для пропан-бутана.

Приймаємо $d_c = 1,7 \text{ мм}$

Висновок: отримано значення продуктивності газового редуктора та діаметр соплових отворів газових форсунок для можливості обрання відповідних компонентів системи подачі газового палива.

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок колінчастого вала

На підставі даних динамічного розрахунку маємо:

- колінчастий вал повноопорний. двохпролітний;
- відцентрова сила інерції обертових мас $K_R = -23,47$ кН;
- радіус кривошипа $r_k = 0,0385$ м.

З урахуванням співвідношень наведених в [15], і аналізу існуючих двигунів приймаємо такі основні розміри колінчастого вала:

- зовнішній діаметр корінної шийки $d_{к.ш.} = 53$ мм;
 - довжина корінної шийки $l_{к.ш.} = 25,2$ мм;
 - зовнішній діаметр шатунної шийки $d_{ш.ш.} = 47$ мм;
 - довжина шатунної шийки $l_{ш.ш.} = 24,2$ мм;
 - розрахунковий переріз А-А щоки:
 - ширина $b = 68,3$ мм;
 - товщина $h = 18,3$ мм;
- значення взяті з прототипу [28].

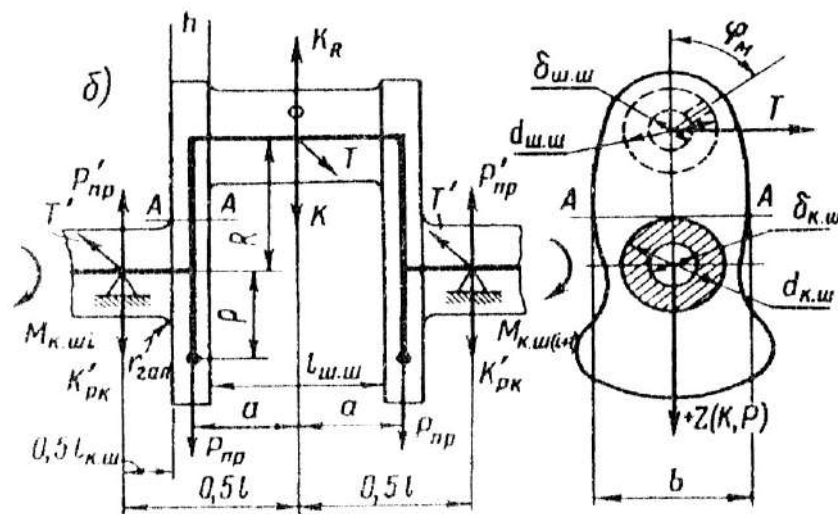


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема колінчастого вала

Матеріал вала – чавун ВЧ45-5[15,28].

- границя міцності $\sigma_B = 450$ МПа;
- границя плинності $\sigma_T = 330$ МПа;
- границя плинності $\tau_T = 160$ МПа;
- границя витривалості при згині $\sigma_{-1} = 180$ МПа;
- границя витривалості при розтягуванні-стисканні $\sigma_{-1p} = 117$ МПа;
- границя витривалості при крученні $\tau_{-1} = 144$ МПа.
- коефіцієнт приведення циклу при згині $\alpha_\sigma = 0,4$.
- коефіцієнт приведення при крученні $\alpha_\tau = 0,6$.

Розрахункові коефіцієнти при згині [15]:

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T} = \frac{180}{330} = 0,3201; \quad (6.1)$$

$$\frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1 - \beta_\sigma)} = \frac{(0,3201 - 0,4)}{(1 - 0,3201)} = 0,9; \quad (6.2)$$

При крученні [15]:

$$\beta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T} = \frac{144}{160} = 3; \quad (6.3)$$

$$\frac{(\beta_\tau - \alpha_\tau)}{(1 - \beta_\tau)} = \frac{(3 - 0,6)}{(1 - 3)} = 2,923. \quad (6.4)$$

Питомий тиск на поверхні шатунних шийок [15]:

$$K_{\text{шш.ср}} = \frac{R_{\text{шш.ср}}}{d_{\text{шш.}} \cdot l'_{\text{шш.}}} = \frac{15810}{0,047 \cdot 0,0202} = 16,65 \text{ МПа}, \quad (6.5)$$

$$K_{\text{шш.макс}} = \frac{R_{\text{шш.макс}}}{d_{\text{шш.}} \cdot l'_{\text{шш.}}} = \frac{26750}{0,047 \cdot 0,0202} = 28,18 \text{ МПа}, \quad (6.6)$$

де $R_{\text{шш.ср}} = 15810$ Н та $R_{\text{шш.макс}} = 26750$ Н – відповідно середнє і максимальнє навантаження на шатунну шийку;

$l'_{ш.ш.} = l_{ш.ш.} - 2r_{гал.} = 24,2 - 2 \cdot 2 = 20,2$ мм – робоча ширина шатунного вкладиша;

$r_{гал.} = 2$ мм – радіус галтелі.

Питомий тиск на поверхні корінних шийок [15]:

$$K_{кш.ср} = \frac{R_{кш.ср}}{d_{к.ш.} \cdot l'_{к.ш.}} = \frac{29150}{0,053 \cdot 0,0212} = 25,94 \text{ МПа}, \quad (6.7)$$

$$K_{кш.мах} = \frac{R_{кш.мах}}{d_{к.ш.} \cdot l'_{к.ш.}} = \frac{34960}{0,053 \cdot 0,0212} = 31,11 \text{ МПа}, \quad (6.8)$$

де $R_{кш.ср} = 29150$ Н та $R_{кш.мах} = 34960$ Н – відповідно середнє і максимальне навантаження на корінну шийку;

$l'_{к.ш.} = l_{к.ш.} - 2r_{гал.} = 25,2 - 2 \cdot 2 = 21,2$ мм – робоча ширина корінного вкладиша;

$r_{гал.} = 2$ мм – радіус галтелі.

Розрахунок корінної шийки.

Моменти, що набігають, які скручують корінні шийки, розраховані аналітичним способом [15]. Значення $M_{кр.ц1} = M_{крут}$, взяті з табл. А.3. $M_{кр.ц1}$ з урахуванням порядку роботи двигуна.

Момент опору корінної шийки крученню:

$$W_{тк.ш.} = \frac{\pi \cdot d_{к.ш.}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,053^3}{16} = 2,923 \text{ м}^3. \quad (6.9)$$

Крутний момент, що діє на корінну шийку вала:

$$M_{кр.ц} = TR; M_{к.ш1} = 0; M_{к.ш2} = M_{кр.ц1}, M_{к.ш3} = M_{к.ш2} + M_{кр.ц2}, \\ M_{к.ш_{i+1}} = M_{к.ш_i} + M_{кр.ц_i},$$

де $i = 4$ – число циліндрів.

Зкручувальний момент, що діє на шатунну шийку вала [15]:

$$M_{ш.ш} = M_{ш.ш1} = 0,5 \cdot M_{кр.ц1};$$

$$M_{ш.ш2} = M_{к.ш2} + 0,5M_{кр.ц2};$$

$$M_{ш.ш_i} = M_{к.ш_i} + 0,5M_{кр.ц_i}.$$

Результати розрахунку заносимо в табл. 6.0.1.

Максимальне і мінімальне дотичне напруження знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 3-ї корінної шийки, на яку діє крутний момент [15]:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{к.ш.\max}}{W_{тк.ш.}} = \frac{133,8}{2,923} = 4,577 \text{ МПа}, \quad (6.10)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{к.ш.\min}}{W_{тк.ш.}} = \frac{-644,7}{2,923} = -22,06 \text{ МПа}. \quad (6.11)$$

Середні напруження і амплітуди напружень [15]:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{4,577 + (-22,06)}{2} = -8,741 \text{ МПа}, \quad (6.12)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{4,577 - (-22,06)}{2} = 13,32 \text{ МПа}, \quad (6.13)$$

$$\tau_{ак} = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{М\tau} \cdot \varepsilon_{П\tau}} = \frac{13,32 \cdot 1,14}{0,72 \cdot 1,2} = 17,58 \text{ МПа}, \quad (6.14)$$

де $k_\tau = 0,6[1 + q(\alpha_{к\sigma} - 1)] = 0,6[1 + 0,5(2,8 - 1)] = 1,14$ – коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,5$ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень [15];

$\alpha_{к\sigma} = 2,8$ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, визначений за [15]

$\varepsilon_{М\tau} = 0,72$ – масштабний коефіцієнт, визначений за [15] при $d_{к.ш.} = 53$ мм;

$\varepsilon_{П\tau} = 1,2$ – коефіцієнт поверхневої чутливості визначений за [15] з урахуванням гартування шийок струмами високої частоти на глибину 2-3 мм.

Запаси міцності корінної шийки від дотичних напружень:
за границею витривалості:

$$n_{\tau y} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(17,58 + 0,6 \cdot -8,741)} = 11,67; \quad (6.15)$$

за границею плинності:

$$n_{\tau T} = \frac{\tau_T}{\tau_{ак} + \tau_m} = \frac{160}{17,58 + -8,741} = 18,1. \quad (6.16)$$

Так як $\tau_m < 0$ запас міцності корінної шийки визначають за границею витривалості [15]:

$$n_{\tau} = 11,67.$$

За рекомендаціями [15], запас міцності корінної і шатунної шийок для сучасних двигунів лежить в інтервалі 3 ... 5.

Розрахунок шатунної шийки.

Момент опору шатунної шийки крученню [15]:

$$W_{\tau_{ш.ш.}} = \frac{\pi \cdot d_{ш.ш.}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,047^3}{16} = 2,039 \text{ м}^3. \quad (6.17)$$

Максимальне і мінімальне дотичне напруження знакозмінного циклу для найбільш навантаженої 2-ї шатунної шийки [15]:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{ш.ш.\max}}{W_{\tau_{ш.ш.}}} = \frac{83,59}{2,039} = 4,1 \text{ МПа}, \quad (6.18)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{ш.ш.\min}}{W_{шк.ш.}} = \frac{-741,9}{2,039} = -36,39 \text{ МПа}. \quad (6.19)$$

Середнє напруження і амплітуди напружень [15]:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{4,1 + (-36,39)}{2} = -16,14 \text{ МПа}, \quad (6.20)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{4,1 - (-36,39)}{2} = 20,25 \text{ МПа}, \quad (6.21)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_{\text{Мт}} \cdot \varepsilon_{\text{Пт}}} = \frac{20,25 \cdot 1,14}{0,75 \cdot 1,2} = 25,65 \text{ МПа}, \quad (6.22)$$

де $k_\tau = 1,14$ – коефіцієнт концентрації напружень, визначений при розрахунку корінної шийки;

$\varepsilon_{\text{Пт}} = 1,2$ – коефіцієнт поверхневої чутливості матеріалу до концентрації напружень, визначений за [15] для внутрішньої поверхні шийки (свердління), на яку виходить масляні отвір;

$\varepsilon_{\text{Мт}} = 0,75$ – масштабний коефіцієнт, визначений за [15] при $d_{\text{ш.ш.}} = 47$ мм.

Запаси міцності шатунної шийки від дотичних напружень:

за границею витривалості:

$$n_{\text{ту}} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{\text{ак}} + \alpha_\tau \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(25,65 + 0,6 \cdot -16,14)} = 9,019; \quad (6.23)$$

за границею плинності:

$$n_{\text{тт}} = \frac{\tau_T}{\tau_{\text{ак}} + \tau_m} = \frac{160}{25,65 + -16,14} = 16,82. \quad (6.24)$$

Так як $\tau_m < 0$, запас міцності шатунної шийки від дотичних напружень визначають за границею витривалості [15]:

$$n_\tau = 9,019.$$

Таблиця 6.1 — Моменти, що набігають на корінні і шатунні шийки колінчастого вала

φ	$M_{ш.ш.1}$	$M_{к.ш.2}$	φ°	$M_{ш.ш.2}$	$M_{к.ш.3}$	φ°	$M_{ш.ш.3}$	$M_{к.ш.4}$	φ°	$M_{ш.ш.4}$	$M_{к.ш.5}$
0	0	0	540	0	0	180	0	0	360	0	0
20	131	-263	560	-219	-349	190	-305	-436	370	-538	-232
40	166	-331	580	-243	-508	200	-419	-685	380	-729	-596
60	89	-178	600	-56,3	-421	210	-300	-663	390	-709	-571
80	-29	58	620	171	-168	220	-58,9	-387	400	-499	-163
100	-108	215	640	257	132	230	163	69,7	410	-87,8	385
120	-120	239	660	176	365	240	278	539	420	390	837
140	-87,6	175	680	55,8	414	250	250	743	430	639	950
160	-43,1	86,2	700	13,7	231	260	101	492	440	442	593
180	0	0	720	0	0	270	0	0	450	0	0
200	43,2	-86,3	20	-188	118	280	249	-145	460	-101	-232
220	88,2	-176	40	-221	-87,3	290	78,4	-419	470	-330	-596
240	122	-243	60	-289	-151	300	-61,8	-329	480	-208	-571
260	113	-226	80	-338	-2,5	310	-31,5	55,5	490	165	-163
280	41,7	-83,4	100	-241	232	320	124	447	500	478	385
300	-63,1	126	120	-22,8	424	330	305	663	510	576	837
320	-119	239	140	135	447	340	359	622	520	458	950
340	-72,5	145	160	94,8	246	350	202	332	530	201	593
360	0	0	180	0	0	360	0	0	540	0	0
380	-102	204	200	248	117	370	160	30,9	190	162	-232
400	-44,5	89	220	178	-88,1	380	0,0588	-265	200	-98,8	-596
420	-46,2	92,4	240	213	-150	390	-27,9	-393	210	-304	-571
440	-112	224	260	333	5,03	400	118	-221	220	-250	-163
460	-158	315	280	346	253	410	295	170	230	62,1	385
480	-149	298	300	211	472	420	409	598	240	479	837
500	-104	208	320	43,5	536	430	417	775	250	687	950
520	-50,2	100	340	-30	361	440	289	506	260	463	593
540	0	0	360	0	0	450	0	0	270	0	0
560	43,6	-87,1	380	44,2	-350	460	-452	-145	280	-102	-232
580	88,6	-177	400	-11,4	-509	470	-553	-420	290	-331	-596
600	121	-242	420	-153	-420	480	-466	-327	300	-206	-571
620	109	-219	440	-248	-161	490	-273	63	310	176	-163
640	31	-62	460	-170	153	500	-4,37	468	320	510	385
660	-87	174	480	54,5	413	510	264	711	330	648	837
680	-164	328	500	241	504	520	400	711	340	592	950
700	-130	261	520	218	347	530	297	448	350	375	593
720	0	0	540	0	0	540	0	0	360	0	0

Розрахунок моментів, що згинають шатунну шийку, наведено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 — Моменти, що згинають шатунну шийку

φ°	$T'_{1, H}$	M_T, H	$M_T \sin \varphi_M,$ H · м	K'_{pk1}, H	Z'_{Σ}, H	$0,5 lZ'_{\Sigma},$ H · м	$M_Z,$ H · м	$M_Z \cos \varphi_M,$ H · м	$M_{\varphi_M},$ H · м
0	0	0	0	20300	5930	255	660	4,04E-14	0
20	3410	73,3	73,3	18700	4320	186	591	3,62E-14	73,3
40	4300	92,5	92,5	15200	774	33,3	438	2,68E-14	92,5
60	2310	49,7	49,7	12300	-2070	-88,8	316	1,94E-14	49,7
80	-753	-16,2	-16,2	11800	-2570	-110	295	1,8E-14	-16,2
100	-2790	-60,1	-60,1	13200	-1210	-52	353	2,16E-14	-60,1
120	-3110	-66,8	-66,8	14900	479	20,6	426	2,61E-14	-66,8
140	-2280	-48,9	-48,9	15900	1500	64,5	469	2,87E-14	-48,9
160	-1120	-24,1	-24,1	16200	1820	78,5	483	2,96E-14	-24,1
180	0	0	0	16300	1860	80,1	485	2,97E-14	0
200	1120	24,1	24,1	16200	1830	78,8	484	2,96E-14	24,1
220	2290	49,2	49,2	15900	1530	65,6	471	2,88E-14	49,2
240	3160	67,9	67,9	14900	533	22,9	428	2,62E-14	67,9
260	2940	63,2	63,2	13300	-1140	-48,8	356	2,18E-14	63,2
280	1080	23,3	23,3	11900	-2520	-109	296	1,82E-14	23,3
300	-1640	-35,2	-35,2	12200	-2240	-96,3	309	1,89E-14	-35,2
320	-3100	-66,7	-66,7	14200	-186	-8,01	397	2,43E-14	-66,7
340	-1880	-40,5	-40,5	15600	1190	51,3	456	2,79E-14	-40,5
360	0	0	0	10500	-3860	-166	239	1,46E-14	0
380	-2650	-57	-57	6300	-8100	-348	56,6	3,46E-15	-57
400	-1160	-24,9	-24,9	10800	-3590	-154	251	1,53E-14	-24,9
420	-1200	-25,8	-25,8	11400	-2980	-128	277	1,7E-14	-25,8
440	-2910	-62,5	-62,5	12100	-2280	-98,2	307	1,88E-14	-62,5
460	-4090	-88	-88	13900	-533	-22,9	382	2,34E-14	-88
480	-3870	-83,2	-83,2	15700	1250	53,9	459	2,81E-14	-83,2
500	-2700	-58	-58	16700	2270	97,6	503	3,08E-14	-58
520	-1300	-28,1	-28,1	17000	2570	111	516	3,16E-14	-28,1
540	0	0	0	17000	2590	111	516	3,16E-14	0
560	1130	24,3	24,3	16300	1870	80,5	486	2,97E-14	24,3
580	2300	49,5	49,5	15900	1540	66,4	471	2,89E-14	49,5
600	3140	67,6	67,6	14900	516	22,2	427	2,62E-14	67,6
620	2840	61,1	61,1	13200	-1190	-51	354	2,17E-14	61,1
640	805	17,3	17,3	11800	-2560	-110	295	1,81E-14	17,3
660	-2260	-48,6	-48,6	12300	-2080	-89,4	316	1,93E-14	-48,6
680	-4260	-91,7	-91,7	15100	742	31,9	437	2,68E-14	-91,7
700	-3390	-72,9	-72,9	18700	4280	184	589	3,61E-14	-72,9
720	0	0	0	20300	5880	253	658	4,03E-14	0

Максимальне і мінімальне напруження асиметричного циклу шатунної шийки [15]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\varphi_{\text{м.маx}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{94,25}{1,02} = 9,24 \text{ МПа}, \quad (6.25)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\varphi_{\text{м.мін}}}}{W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}}} = \frac{-93,48}{1,02} = -9,165 \text{ МПа}. \quad (6.26)$$

де

$$W_{\sigma_{\text{ш.ш.}}} = 0,5W_{\tau_{\text{ш.ш.}}} = 0,5 \cdot 2,039 = 1,02 \text{ м}^3. \quad (6.27)$$

Середнє напруження і амплітуда напружень [15]:

$$\sigma_{\text{м}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{9,24 + (-9,165)}{2} = 0,0375 \text{ МПа}, \quad (6.28)$$

$$\sigma_{\text{а}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{9,24 - (-9,165)}{2} = 9,203 \text{ МПа}, \quad (6.29)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_{\text{а}} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{9,203 \cdot 1,9}{0,78 \cdot 1,2} = 18,68 \text{ МПа}, \quad (6.30)$$

де $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,5(2,8 - 1) = 1,9$; значення $\alpha_{k\sigma} = 2,8$ та

$q = 0,5$ визначені при розрахунку корінної шийки;

$\varepsilon_{\text{М}\sigma} = 0,78$ – масштабний коефіцієнт, визначений за [15] при $d_{\text{ш.ш.}} = 47$ мм;

$\varepsilon_{\text{П}\tau} = 1,2$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, визначений за [15] для внутрішньої поверхні шийки (свердління), на яку виходить масляний отвір;

Запаси міцності шатунної шийки від нормальних напружень [15]:

за границею витривалості:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\text{м}})} = \frac{180}{(18,68 + 0,4 \cdot 0,0375)} = 9,019; \quad (6.31)$$

за границею плинності:

$$n_{\sigma\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{ак} + \sigma_m} = \frac{330}{18,68 + 0,0375} = 16,82. \quad (6.32)$$

Так як

$$\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{18,68}{0,0375} \cdot 498 \geq \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} = 0,3201,$$

запас міцності шатунної шийки від нормальних напружень визначають за границею витривалості [15]:

$$n_{\sigma} = 9,628.$$

Загальний запас міцності шатунної шийки:

$$n_{ш.ш.} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{9,628 \cdot 9,019}{\sqrt{9,628^2 + 9,019}} = 6,582. \quad (6.33)$$

Запас міцності шатунної шийки автомобільних двигунів становить 2 ... 3.[15]

Розрахунок щоки

Максимальний і мінімальний моменти, що скручують щоки [15]:

$$\begin{aligned} M_{к.щ,max} &= T'_{max} 0,5(l_{к.щ.} + h) = 4384 \cdot 0,5(25,2 + 18,3) \cdot 10^{-3} = \\ &= 95,35 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned} \quad (6.34)$$

$$\begin{aligned} M_{к.щ,min} &= T'_{min} 0,5(l_{к.щ.} + h) = -4348 \cdot 0,5(25,2 + 18,3) \cdot 10^{-3} = \\ &= -94,57 \text{ Н} \cdot \text{м}, \end{aligned} \quad (6.35)$$

де $T'_{max} = 4384 \text{ Н}$, $T'_{min} = -4348 \text{ Н}$ – за табл. 6.0.2.

Максимальне і мінімальне дотичні напруження знакозмінного циклу щоки [15]:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{к.щ.маx}}}{W_{\tau\text{щ.}}} = \frac{95,35}{6,679} = 14,28 \text{ МПа}, \quad (6.36)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{к.щ.миn}}}{W_{\tau\text{щ.}}} = \frac{-94,57}{6,679} = -14,16 \text{ МПа}, \quad (6.37)$$

де $W_{\tau\text{щ.}} = \vartheta bh^2 = 0,292 \cdot 0,0683 \cdot 0,0183^2 = 6,679 \text{ м}^3$ – момент опору розрахункового перерізу А-А щоки – рис. 6.1 ($\vartheta = 0,292$ визначено при $b/h = 68,3/18,3 = 3,732$).

Середні напруження і амплітуди напружень [15]:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{14,28 + (-14,16)}{2} = 0,06 \text{ МПа}, \quad (6.38)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{14,28 - (-14,16)}{2} = 14,22 \text{ МПа}, \quad (6.39)$$

$$\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a \cdot k_{\tau}}{\varepsilon_{\text{М}\tau} \cdot \varepsilon_{\text{П}\tau}} = \frac{14,22 \cdot 0,6912}{0,66 \cdot 0,75} = 19,86 \text{ МПа}, \quad (6.40)$$

де $k_{\tau} = 0,6[1 + q(\alpha_{\text{к}\sigma} - 1)] = 0,6[1 + 0,38(1,4 - 1)] = 0,6912$ – коефіцієнт концентрації напружень;

$q = 0,38$ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації на напружень [15];

$\alpha_{\text{к}\sigma} = 1,4$ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, з урахуванням наявності концентрації напружень у галтелі (радіус галтелі прийнято 2 мм) при $\frac{r_{\text{гал.}}}{h} = \frac{2}{18,3} = 0,1093$;

$\varepsilon_{\text{М}\tau} = 0,66$ – масштабний коефіцієнт, при $b = 68,3$ мм [15];

$\varepsilon_{\text{П}\tau} = 0,75$ – коефіцієнт поверхневої чутливості, для необробленої щоки [15].

Запаси міцності щоки від дотичних напружень:

за границею витривалості:

$$n_{\tau y} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{ак} + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m)} = \frac{144}{(19,86 + 0,6 \cdot 0,06)} = 7,238; \quad (6.41)$$

за границею плинності:

$$n_{\tau T} = \frac{\tau_T}{\tau_{ак} + \tau_m} = \frac{160}{19,86 + 0,06} = 16,82. \quad (6.42)$$

Так як

$$\frac{\tau_{ак}}{\tau_m} = \frac{19,86}{0,06} = 331 \geq \frac{\beta_{\tau} - \alpha_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}} = 3,$$

запас міцності щоки від дотичних напружень визначають за границею витривалості [15]:

$$n_{\tau} = 7,238.$$

Максимальне і мінімальне нормальне напруження щоки [15]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma \max} &= \frac{M_{н.щ. \max}}{W_{щ.}} + \frac{P_{щ. \max}}{F_{щ.}} = \frac{-190,4}{3,812 \cdot 10^{-6}} + \frac{-5585}{1,25 \cdot 10^{-3}} = \\ &= -54,42 \text{ МПа}; \end{aligned} \quad (6.43)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\Sigma \min} &= \frac{M_{н.щ. \min}}{W_{щ.}} + \frac{P_{щ. \min}}{F_{щ.}} = \frac{-376,3}{3,812 \cdot 10^{-6}} + \frac{-20340}{1,25 \cdot 10^{-3}} = \\ &= -115 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (6.44)$$

де

$$M_{н.щ. \max} = 0,25(K_{\max} + K_R)l_{к.щ.} = -190,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.45)$$

$$P_{щ. \max} = 0,5(K_{\max} + K_R) = -5585 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.46)$$

$$M_{н.щ. \min} = 0,25(K_{\min} + K_R)l_{к.щ.} = -376,3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.47)$$

$$P_{щ. \min} = 0,5(K_{\min} + K_R) = -20340 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (6.48)$$

$$W_{\sigma_{\text{ш.}}} = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,0683 \cdot 0,0183^2}{6} = 3,812 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (6.49)$$

$$F_{\text{ш.}} = bh = 0,0683 \cdot 0,0183 = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (6.50)$$

Середні напруження і амплітуди напружень [15]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-54,42 + (-115)}{2} = -84,71 \text{ МПа}, \quad (6.51)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} = \frac{-54,42 - (-115)}{2} = 30,29 \text{ МПа}, \quad (6.52)$$

$$\sigma_{\text{ак}} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{М}\sigma} \cdot \varepsilon_{\text{П}\sigma}} = \frac{30,29 \cdot 1,152}{0,75 \cdot 0,7} = 66,46 \text{ МПа}, \quad (6.53)$$

де $k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1) = 1 + 0,38(1,4 - 1) = 1,152$;

$\alpha_{k\sigma} = 1,4$, $q = 0,38$ та $\varepsilon_{\text{П}\sigma} = \varepsilon_{\text{П}\tau} = 0,7$ визначені при розрахунку дотичних напружень;

$\varepsilon_{\text{М}\sigma} = 0,75$, при $b = 68,3$ мм.

Запаси міцності щоки від нормальних напружень:

за границею витривалості [15]:

$$n_{\sigma_y} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{\text{ак}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m)} = \frac{180}{(66,46 + 0,4 \cdot -84,71)} = 5,526; \quad (6.54)$$

за границею плинності [15]:

$$n_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{330}{30,29 + 0,0375} = -18,08. \quad (6.55)$$

Так як:

$$\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} = \frac{66,46}{-84,71} = 498,133 < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma} = 0,3201,$$

запас міцності щоки від нормальних напружень визначають за границею витривалості [15]:

$$n_\sigma = 5,526.$$

Сумарний запас міцності щоки [15]:

$$n_{щ} = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5,526 \cdot 7,238}{\sqrt{5,526^2 + 7,238^2}} = 4,392. \quad (6.56)$$

Рекомендований запас міцності щк автомобільних бензинових і газових двигунів має значення не менше 2 ... 3 [15].

Запас міцності щоки проектуемого двигуна лежить в допустимих межах.

Висновок: виконані розрахунки на міцність показують, що всі деталі мають значний запас міцності і можуть працювати в умовах підвищених навантажень.

7 ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проєкт газового 4-циліндрового двигуна потужністю 65 кВт при 6200 хв^{-1} для легкового автомобіля.

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

- індикаторна робота $L_i = 435,9 \text{ Дж/цикл}$;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,155 \text{ МПа}$;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,417$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,185 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

та ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна $N_e = 67,57 \text{ кВт}$;
- середній ефективний тиск $p_e = 0,8662 \text{ МПа}$;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2461 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,3126$.

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

Отримані значення похибок не перевищують 3 %.

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 першу корінну шийку $R_{\text{кш1}}$ колінчастого валу двигуна в прямокутних та в полярних координатах. Складено таблицю обертальних моментів двигуна і побудовано відповідні діаграми, визначено середні моменти:

- одного циліндра $M_{i1 \text{ ср}} = 33,44 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 133,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 100,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Виконано конструювання системи подачі газового палива двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу MeM3-317. Розроблено складальне креслення двигуна у двох перерізах.

Визначено основні параметри системи паливоподачі:

– продуктивність газового редуктора $G_{\text{п}} = 5,312 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$.

– діаметр соплових отворів форсунок $d_c = 1,7 \text{ мм.}$;

Виконано перевірочний розрахунок елементів колінчастого вала:

– визначені питомі навантаження на корінні та шатунні шийки;

– визначено найбільш навантажену корінну шийку та проведено розрахунок навантажень від скручування ;

– шатунні шийки розраховані на кручення та згин;

– навантаження на щоки колінчастого вала розраховані для кручення, згину та стиснення-розтягнення.

Виконані розрахунки на міцність показують, що всі деталі мають значний запас міцності і можуть працювати в умовах підвищених навантажень.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Методичні вказівки до переддипломної практики, виконання та захисту кваліфікаційної роботи магістрів, що навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Двигуни внутрішнього згорання» / Укл.: Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, Р. Ф. Сухонос. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. – 38 с.
2. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.
3. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію [Текст]: монографія / І.В. Парсаданов. – Х.: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244с. – Російською мовою.
4. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учеб. пособие [Текст] / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 60 с. – На укр. яз.
5. Слинько Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.
6. 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.
7. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Системи паливopодачі й управління ДВЗ» для студентів спеціальності 8.05050304 “Двигуни внутрішнього згорання” усіх форм навчання [Текст] / В.О. Мазін, О.М. Складєвський. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 32 с.

8. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.
9. 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.
10. 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 ІІ Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. С. 96–97.
11. Методичні вказівки до індивідуальних розрахунково-графічних робіт з теплового та динамічного розрахунків ДВЗ для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання [Текст] / Укл. Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 30 с.
12. Пода В. Б. Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згорання. Х. : НАУ «ХАІ», 2007. 105 с.
13. Шапко В. Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії двигунів внутрішнього згорання. Кременчуг : КрНУ, 2023. 180 с.
14. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів. Х. : Точка, 2016. 232 с.
15. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія : Підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.
16. Тимченко І. І., Жадан П. В., Жилін С. С. Системи ДВЗ : Навчальний посібник. Х. : Вид-во ХНАДУ, 2007. 204 с.
17. Автомобільні двигуни / Ф. І. Абрамчук [та ін.]. К. : Арістей, 2006. 476 с.
18. 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.

19. 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.
20. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 6 Надійність ДВЗ / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Видавн. центр НТУ «ХП», 2004. 425 с.
21. Захарчук В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів. Луцьк : ЛНТУ, 2011. 233 с.
22. Gupta H. N. Fundamentals of Internal Combustion Engines. New Delhi : PHI Learning Private Limited, 2006. – 597 p.
23. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Education, 2018. 2574 p.
24. Kershaw J. F. High-Performance Automotive Cooling Systems (Performance How-to). CarTech, 2019. 128 p.
25. Ferrari G., Onorati A., D'Errico G. Internal combustion engines. Bologna : Società Editrice Esculapio, 2022. 701 p.
26. Arcoumanis C. Internal Combustion Engines. London : Academic Press Limited, 1988. 397 p.
27. Basshuysen R. v., Schäfer F. Modern Engine Technology from A to Z. Pennsylvania, Warrendale : SAE International USA, 2007. – 1071 p.
28. Силовий агрегат MeM3-307 [Електронний ресурс]. — Сайт "Мелітопольський моторний завод". — Режим доступу: <http://memz.com.ua/html/memz-307.htm>. (Переглянуто 01 лютого 2022 р.).
29. ГБО 4 покоління [Електронний ресурс]. — Сайт "Магазин ГБО LPGTECH.UA". — Режим доступу: <https://ukr.lpgtech.ua/termin/gbo--4-pokoleniya-4-pokolenie-gbo>. (Переглянуто 26 травня 2025 р.).

ДОДАТОК А

Результати розрахунків робочого циклу ДВЗ

Таблиця А.1 – Протокол результатів теплового розрахунку

φ°	$p, \text{Па}$	$T, \text{К}$	$M, \text{кг}$	$V, \text{м}^3$
180	91220	384,6	0,0003474	0,0004203
190	92050	386,2	0,0003474	0,0004183
200	94160	389,4	0,0003474	0,0004123
210	97700	394,2	0,0003474	0,0004023
220	103000	400,8	0,0003474	0,0003881
230	110400	409,5	0,0003474	0,0003699
240	120600	420,7	0,0003474	0,0003477
250	134800	434,8	0,0003474	0,0003217
260	154300	452,5	0,0003474	0,0002924
270	181700	474,7	0,0003474	0,0002605
280	220800	502,4	0,0003474	0,0002269
290	278000	537,1	0,0003474	0,0001926
300	364100	580,4	0,0003474	0,0001589
310	497000	634,4	0,0003474	0,0001273
320	706200	701,1	0,0003474	0,00009898
330	1032000	780,4	0,0003474	0,0000754
340	1504000	869,7	0,0003474	0,00005765
350	2301000	1073	0,0003483	0,00004663
360	4088000	1733	0,0003525	0,00004289
370	5814000	2615	0,0003612	0,00004663
380	5701000	3111	0,0003681	0,00005765
390	4180000	2971	0,0003697	0,0000754
400	2888000	2694	0,0003697	0,00009898
410	2053000	2462	0,0003697	0,0001273
420	1518000	2274	0,0003697	0,0001589
430	1170000	2123	0,0003697	0,0001926
440	935700	2001	0,0003697	0,0002269
450	774400	1901	0,0003697	0,0002605
460	660500	1820	0,0003697	0,0002924
470	578500	1754	0,0003697	0,0003217
480	518700	1700	0,0003697	0,0003477
490	474800	1655	0,0003697	0,0003699
500	442600	1619	0,0003697	0,0003881
510	419400	1590	0,0003697	0,0004023
520	403200	1567	0,0003697	0,0004123
530	392800	1549	0,0003697	0,0004183
540	387700	1536	0,0003697	0,0004203

ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ_ЦИКЛА

$Li_ =$	435,9	$Pi_ =$	1155000
$ni_ =$	0,417	$Gi_ =$	0,185

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ°	P,Н	N,Н	S,Н	K,Н	T,Н	Mi, Н•м
0	-17200	0	-17200	-17200	0	0
20	-15500	-1630	-15600	-14000	-6820	-263
40	-10800	-2170	-11000	-6880	-8610	-331
60	-4600	-1270	-4780	-1210	-4620	-178
80	1450	458	1520	-200	1510	58
100	6010	1900	6300	-2920	5590	215
120	8530	2350	8840	-6290	6210	239
140	9310	1870	9500	-8330	4550	175
160	9210	970	9260	-8990	2240	86,2
180	9060	0	9060	-9060	0	0
200	9220	-971	9270	-9000	-2240	-86,3
220	9370	-1880	9560	-8390	-4580	-176
240	8670	-2390	8990	-6400	-6320	-243
260	6320	-2000	6630	-3070	-5880	-226
280	2080	-659	2190	-287	-2170	-83,4
300	-3270	899	-3390	-855	3280	126
320	-7790	1560	-7950	-4960	6210	239
340	-8540	900	-8590	-7720	3770	145
360	2390	0	2390	2390	0	0
380	12000	1270	12100	10900	5310	204
400	2900	583	2960	1850	2310	89
420	2390	658	2480	626	2400	92,4
440	5590	1770	5860	-771	5810	224
460	8800	2780	9230	-4270	8180	315
480	10600	2920	11000	-7840	7740	298
500	11000	2220	11300	-9880	5400	208
520	10700	1130	10800	-10500	2610	100
540	10500	0	10500	-10500	0	0
560	9310	-980	9360	-9080	-2260	-87,1
580	9410	-1890	9600	-8420	-4600	-177
600	8630	-2370	8950	-6370	-6280	-242
620	6110	-1930	6410	-2960	-5680	-219
640	1550	-490	1620	-213	-1610	-62
660	-4510	1240	-4670	-1180	4520	174
680	-10700	2150	-10900	-6820	8530	328
700	-15400	1620	-15500	-13900	6780	261
720	-17100	0	-17100	-17100	0	0

(Mi)_{cp}= 33,44

Таблиця А.3 – Протокол розрахунку набігаючих моментів

φ°	$M_1, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_2, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_3, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_4, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{кр}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{крср}}, \text{Н}\cdot\text{м}$
0	0	0	0	0	0	
20	-263	-86,3	-87,1	204	-232	
40	-331	-176	-177	89	-596	
60	-178	-243	-242	92,4	-571	
80	58	-226	-219	224	-163	
100	215	-83,4	-62	315	385	
120	239	126	174	298	837	
140	175	239	328	208	950	
160	86,2	145	261	100	593	
180	0	0	0	0	0	
200	-86,3	204	-263	-87,1	-232	
220	-176	89	-331	-177	-596	
240	-243	92,4	-178	-242	-571	
260	-226	224	58	-219	-163	
280	-83,4	315	215	-62	385	
300	126	298	239	174	837	
320	239	208	175	328	950	
340	145	100	86,2	261	593	
360	0	0	0	0	0	133,8
380	204	-87,1	-86,3	-263	-232	
400	89	-177	-176	-331	-596	
420	92,4	-242	-243	-178	-571	
440	224	-219	-226	58	-163	
460	315	-62	-83,4	215	385	
480	298	174	126	239	837	
500	208	328	239	175	950	
520	100	261	145	86,2	593	
540	0	0	0	0	0	
560	-87,1	-263	204	-86,3	-232	
580	-177	-331	89	-176	-596	
600	-242	-178	92,4	-243	-571	
620	-219	58	224	-226	-163	
640	-62	215	315	-83,4	385	
660	174	239	298	126	837	
680	328	175	208	239	950	
700	261	86,2	100	145	593	
720	0	0	0	0	0	

Таблиця А.4 - Навантаження на корінні шийки

φ°	1-й кривошип		2-я коренная шейка				φ°	2-й кривошип		3-я коренная шейка				φ°	3-й кривошип	
	Т ₁ , Н	К _{рк1} , Н	Т _{к2} , Н	К _{к2} , Н	Т _{кп2} , Н	К _{кп2} , Н		Т ₂ , Н	К _{рк2} , Н	Т _{к3} , Н	К _{к3} , Н	Т _{кп3} , Н	К _{кп3} , Н		Т ₃ , Н	К _{рк3} , Н
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
0	0	20300	0	4070	4070	180	0	-16300	0	-33300	33300	540	0	-17000		
20	3410	18700	2290	2490	3380	200	-1120	-16200	-2250	-32500	32600	560	-1130	-16300		
40	4300	15200	2010	-751	2150	220	-2290	-15900	-4590	-31900	32200	580	-2300	-15900		
60	2310	12300	-848	-2600	2730	240	-3160	-14900	-6300	-29900	30500	600	-3140	-14900		
80	-753	11800	-3690	-1430	3960	260	-2940	-13300	-5780	-26500	27100	620	-2840	-13200		
100	-2790	13200	-3880	1310	4090	280	-1080	-11900	-1890	-23700	23800	640	-805	-11800		
120	-3110	14900	-1470	2720	3090	300	1640	-12200	3900	-24500	24800	660	2260	-12300		
140	-2280	15900	827	1690	1880	320	3100	-14200	7370	-29400	30300	680	4260	-15100		
160	-1120	16200	765	633	992	340	1880	-15600	5270	-34300	34700	700	3390	-18700		
180	0	16300	0	5720	5720	360	0	-10500	0	-30900	30900	0	0	-20300		
200	1120	16200	3770	9940	10600	380	2650	-6300	-758	-25000	25000	20	-3410	-18700		
220	2290	15900	3450	5120	6170	400	1160	-10800	-3150	-26000	26200	40	-4300	-15200		
240	3160	14900	4360	3510	5600	420	1200	-11400	-1110	-23800	23800	60	-2310	-12300		
260	2940	13300	5840	1150	5950	440	2910	-12100	3660	-24000	24200	80	753	-11800		
280	1080	11900	5180	-1990	5540	460	4090	-13900	6890	-27100	27900	100	2790	-13200		
300	-1640	12200	2230	-3490	4140	480	3870	-15700	6970	-30500	31300	120	3110	-14900		
320	-3100	14200	-406	-2460	2490	500	2700	-16700	4970	-32600	33000	140	2280	-15900		
340	-1880	15600	-579	-1380	1500	520	1300	-17000	2420	-33200	33300	160	1120	-16200		
360	0	10500	0	-6450	6450	540	0	-17000	0	-33300	33300	180	0	-16300		
380	-2650	6300	-3780	-9980	10700	560	-1130	-16300	-2250	-32500	32600	200	-1120	-16200		
400	-1160	10800	-3460	-5140	6190	580	-2300	-15900	-4590	-31900	32200	220	-2290	-15900		
420	-1200	11400	-4340	-3500	5580	600	-3140	-14900	-6300	-29900	30500	240	-3160	-14900		
440	-2910	12100	-5750	-1100	5850	620	-2840	-13200	-5780	-26500	27100	260	-2940	-13300		

Продовження табл.А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
460	-4090	13900	-4900	2030	5300	640	-805	-11800	-1890	-23700	23800	280	-1080	-11900
480	-3870	15700	-1610	3330	3700	660	2260	-12300	3900	-24500	24800	300	1640	-12200
500	-2700	16700	1570	1530	2190	680	4260	-15100	7370	-29400	30300	320	3100	-14200
520	-1300	17000	2080	-1710	2690	700	3390	-18700	5270	-34300	34700	340	1880	-15600
540	0	17000	0	-3340	3340	0	0	-20300	0	-30900	30900	360	0	-10500
560	1130	16300	-2280	-2450	3350	20	-3410	-18700	-758	-25000	25000	380	2650	-6300
580	2300	15900	-2000	770	2150	40	-4300	-15200	-3150	-26000	26200	400	1160	-10800
600	3140	14900	831	2580	2710	60	-2310	-12300	-1110	-23800	23800	420	1200	-11400
620	2840	13200	3590	1380	3850	80	753	-11800	3660	-24000	24200	440	2910	-12100
640	805	11800	3600	-1350	3840	100	2790	-13200	6890	-27100	27900	460	4090	-13900
660	-2260	12300	845	-2560	2690	120	3110	-14900	6970	-30500	31300	480	3870	-15700
680	-4260	15100	-1990	-757	2130	140	2280	-15900	4970	-32600	33000	500	2700	-16700
700	-3390	18700	-2270	2450	3340	160	1120	-16200	2420	-33200	33300	520	1300	-17000
720	0	20300	0	4070	4070	180	0	-16300	0	-33300	33300	540	0	-17000

ДОДАТОК Б
Специфікації складальних креслень

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
		22	307-10005125	Кільце поршневе маслозійомне	4	
		23	307-1004045	Шатун	4	
		24	317-10040	Вал розподільчий	1	
		25	969-10040	Клапан впускний	4	
		26	969-10040	Пружина клапана	8	
		27	969-10040	Коромисло клапана	8	
				<u>Деталі</u>		
		28	301-1003275	Болт спеціальний	1	
		29	245-1005060	Шків колінчатого вала	1	
		30	245-1005062	Шайба пружинна шківа	1	
		31	245-1005128	Шайба болтів кріплення маховика	1	
		32	245-1006016	Шків ведучий розподільчого вала	1	
		33	245-1006020	Шків розподільчого вала	1	
		34	245-1006043	Болт інсталяційний	2	
		35	245-1006136	Втулка	2	
		36	965-1007134	Гайка регульовального звинта коромисла клапана	8	
		37	307-1008130	Прокладка ресивера	1	
		38	245-1009060-11	Труба покажчика рівня оливи	1	
		39	307-1014078	Труба вентиляції картера	1	
		40	307-1104130	Кронштейн трубок нижній	2	
		41	307-1104140	Кронштейн трубок верхній	2	
		42	307-1144100	Трубка регулятора тиску	1	
		43	307-3071.1008235	Гайка спеціальна	2	
		44	307-1148150	Прокладка дросельного патрубда	1	
		45	307-1148950	Кронштейн	1	
		46	245-1601120	Кожух захисний	1	
		47	245-1702095	Шайба стопорна	34	
		48	245-1702096	Шайба стопорна	8	

Підп. / дата	
Інв. № відбл.	
На зам. Інв. №	
Полп. / дата	
Інв. № орг.	

317-1000260 СБ

Арк.

2

Зм. Арк. № докум. Підп. Дата

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
		90	245-1005174	Вкладиш середнього підшипника		
				колінчатого вала	2	
		91	245-1005183	Шайба упорного підшипника		
				колінчатого вала	2	
		92	245-1006040	Ремінь плосkozубчатий привода		
				розподільчого вала	1	
		93	245-1006128	Пружина натяжного пристроя ремня	1	
		94	245-1008150 СБ	Прокладка колекторів	1	
		95	245-1009069	Прокладка масляного картера	1	
		96	307-968.1010053	Кільце ущільнювальне	1	
		97	245-1011066	Прокладка корпусу масляного насоса	1	
		98	307-30591.010 СБ	Фільтр масляний ФМ-10	1	
		99	245-1014090	Хомут гвинтовий черв'ячний	8	
		100	245-1107938	Трубка	1	
		101	301-1107938-04	Трубка	1	
		102	307-3071.1144010 СБ	Рампа форсунок	1	
		103	307-1008215-10	Заглушка	2	
		104	307-1104160-10	Заглушка	2	
		105	307-1148180-10	Заглушка	1	
		106	245-1303020	Заглушка	4	
		107	245-1303094	Прокладка ущільнювальна	1	
		108	245-1303095	Заглушка	2	
		109	245-1307010 СБ	Насос рідинний	1	
		110	245-1307046	Прокладка корпусу рідинного насоса	1	
		111	2108-1601207	Болт кріплення кожуха зчеплення	6	
		112	LC KE 08 025 A	Кожух зчеплення	1	
		113	LC GE 14037 A	Диск зчеплення	1	
		114	97-3701000 СБ	Генератор	1	
		115	2108-3701720 СБ	Ремінь привода генератора	1	
		116	42-3705000	Модуль запалювання	1	
		117	307-3707000 СБ	Свічка запалювання іскрова	4	

Підп. / дата

Інв. № докл.

На зам. Інв. №

Підп. / дата

Інв. № орг.

317-1000260 СБ

Арк.

5

Зм.

Арк.

№ докум.

Підп.

Дата

