МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проєкту

бакалавра

на тему: БЕНЗИНОВИЙ 4-ЦИЛІНДРОВИЙ ДВИГУН ПОТУЖНІСТЮ 54 КВТ ПРИ 5700 $ХВ^{-1}$ ДЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ
GASOLINE FOUR-CYLINDER ENGINE WITH POWER OF 54 KW AT 5700 MIN^{-1} FOR PASSENGER CAR

Виконав: студент 4 курсу, групи Т-412сп
спеціальності
133 Галузеве машинобудування
Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання

_____ЗАЙЦЕВ М.П.
(прізвище та ініціали)
Керівник _____СЛИНЬКО В.В.
(прізвище та ініціали)
Рецензент_____ ГЛУШКО В.І.
(прізвище та ініціали)

2025 рік

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
Завідувач кафедри «Автомобілі, теплові двигуни та гібридні енергетичні установки»

О. М. Артюх
2025 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТА

Зайцев Микита Павлович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту Бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 54 кВт при 5700 хв$^{-1}$ для легкового автомобіля
керівник проєкту (роботи) Слинько В. В., старший викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 26 травня 2025 № 274
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 12 червня 2025 року.
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 54 кВт при 5700 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; виконати розрахунок системи живлення; виконати розрахунок на міцність шатун.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) результати теплового розрахунку двигуна; результати динамічного розрахунку двигуна; повздовжній та поперечний розрізи двигуна; шатун.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько В.В., ст. викладач	24.04.2025р.	
консультант	Слинько Г.І., д.т.н., професор		
нормо-контроль	Рябошапка Н.Є., ст. викладач		

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Вступ	22.05.2025	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проєкту	24.05.2025	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	25.05.2025	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	28.05.2025	
5	Розділ 4 Конструювання двигуна	01.06.2025	
6	Розділ 5 Розрахунок системи живлення	03.06.2025	
7	Розділ 6 Розрахунок на міцність шатуна	05.06.2025	
8	Розділ 7 Висновки з роботи	07.06.2025	
9	Розробка креслень	08.06.2025	
10	Оформлення роботи, нормоконтроль	11.06.2025	
11	Розробка доповіді до захисту	12.06.2025	
12	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	12.06.2025	

Студент _____ ЗАЙЦЕВ М. П.
(підпис)

Керівник проєкту _____ СЛИНЬКО В.В.
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 76 с., 7 табл., 16 рис., 1 дод., 21 джерело.

ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, НАВАНТАЖЕННЯ, ЖИВЛЕННЯ ІНЖЕКТОР, ПОРШЕНЬ, ПРОЄКТУВАННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ

Розраховано і спроєктовано бензиновий 4-циліндровий двигун потужністю 54 кВт при 5700 $хв^{-1}$. Виконаний тепловий і динамічний розрахунки двигуна із використанням комп'ютерної програми Engine Calculation. Отримано індикаторні та ефективні показники, побудовано індикаторні діаграми в координатах p-V і T-V, діаграми сил та обертальних моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму. Розраховано систему живлення інжектора, яка забезпечує надійну подачу паливоповітряної суміші у камеру згорання двигуна на номінальному режимі роботи. Виконано розрахунок шатуна на міцність. Розраховані напруження у всіх елементах шатуна менші за граничні значення, тобто шатун має достатній запас міцності. Також побудовано креслення шатуна та складальне креслення двигуна у розрізі.

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

За результатами досліджень опубліковано тези доповіді на вузівській конференції «Тиждень науки-2025»

ЗМІСТ

1 Техніко-економічне обґрунтування проєкта 7
2 Тепловий розрахунок двигуна на номінальному режимі 9
2.1 Методи вирішення задачі 9
2.2 Початкові дані для розрахунку двигуна 10
2.3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків 18
2.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку 21
2.5 Висновки за розділом 24
3 Динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі 25
3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту 25
3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму 31
3.3 Сили інерції обертальних мас 32
3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу 33
3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу 35
3.6 Висновки за розділом 38
4 Конструювання двигуна 39
4.1 Опис та робота агрегату 39
5 Розрахунок системи живлення 43
5.1 Вибір системи живлення 43
5.2 Визначення октанового числа бензину 46
5.3 Розрахунок форсунки системи розподіленого впорскування 46
5.4 Висновки за розділом 49
6 Розрахунок на міцність шатуна 50
6.1 Розрахунок поршневої голівки шатуна 50
6.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна 59
6.3 Розрахунок стрижня шатуна 61
6.4 Висновки за розділом 65

7 Висновки 66

Перелік джерел посилання 69

Додаток А 72

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТА

Згідно до теми дипломного проєкту, розробляється бензиновий 4-циліндровий двигун для легкового автомобіля потужністю 54 кВт при 5700 $хв^{-1}$. При конструюванні двигуна спираємось на конструкцію двигуна – МеМЗ-307.

У рамках дипломного проєкту розробляється двигун призначений для встановлення на легковий автомобіль, орієнтований на щоденну експлуатацію в умовах міста та рідше заміських поїздок.

Основні вимоги до конструкції — паливна економічність, простота в обслуговуванні, довговічність та низька вартість.

У виборі типу впорскування пального розглянуто кілька типів подачі пального: карбюраторна система, розподілене впорскування та безпосереднє впорскування.

Карбюраторна система – є морально застарілою, має низьку ефективність і високі викиди, а також гірше адаптується до сучасних норм екології.

Безпосереднє впорскування – забезпечує найвищу ефективність, але значно складніше та дорожче в реалізації, обслуговуванні й ремонті.

В умовах обмеженого бюджету та простоти експлуатації розподілене впорскування пального є оптимальним рішенням. Воно дозволяє забезпечити стабільну роботу двигуна за різних навантажень і температур, підтримуючи баланс між продуктивністю та витратами.

Розраховано та обрано матеріали двигуна задля економії, поліпшення продуктивності та зменшення маси, що, у свою чергу, позитивно впливає на загальну ефективність автомобіля. Зменшення маси завдяки використанню сталі типу 45Г2 у шатунній групі та інших елементах силового агрегату не лише полегшує конструкцію, а й знижує навантаження на інші вузли, сприяє кращій динаміці та зменшенню витрати пального. Це забезпечує додаткову конкурентну перевагу розробленого двигуна у порівнянні з моделями

Toyota 1KR-FE, Volkswagen BMD та Renault D7F які важчі, дорожчі в обслуговуванні та складніші у ремонті.

Система охолодження рідинного типу, з термостатом і електричним вентилятором, забезпечує стабільний тепловий режим.

Таким чином, всі технічні рішення у проєкті направлені на досягнення доступної та надійної конструкції для повсякденного автомобіля, із фокусом на економічність, простоту обслуговування та відповідність сучасним екологічним вимогам.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Тепловий розрахунок включає:

– розрахунок номінального режиму двигуна, аналіз отриманих результатів;

– варіантні розрахунки з дослідження впливу кута початку згорання φ_c на показники двигуна.

Динамічний розрахунок двигуна передбачає визначення сил і моментів, діючих на деталі кривошипно-шатунового механізму (КШМ), визначення обертального моменту на вихідному валу двигуна.

Для розрахунку термодинамічного циклу ДВЗ використовується фізико-математична модель (ФММ) 2-го рівня 2-ї модифікації, яка практично реалізована у вигляді комп'ютерної програми Engine Calculation.

Система рівнянь (2.1) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня [11]:

$$\left.\begin{gathered} dV = F_п r_к \left(\sin\phi + \frac{\lambda_к}{2}\sin 2\phi\right) d\phi; \\ dm = \Delta m_{т\ ц} \cdot dx; \\ dT = \frac{1}{c_v m}(dQ_c + dQ_w) - T\frac{dm}{m} - (k-1)\frac{dV}{V}T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{gathered}\right\} \qquad (2.1)$$

Система (2.1) складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Кінцевою метою рішення системи є функції V(φ); m(φ); T(φ); p(φ).

Протоколи програми Engine Calculation включають індикаторні показники двигуна, за якими розраховуємо його ефективні показники.

2.2 Початкові дані для розрахунку двигуна

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e залежно від тиску наддуву $p_к$, температури наддувочного повітря $T_к$ і типу двигуна. Двигун з іскровим запалюванням, без наддуву, тому $p_к = p_o = 0{,}101$ МПа, $T_к = T_o = 302$ К [11].

Розраховуємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n}, \tag{2.2}$$

$$V_h = \frac{54 \cdot 1000}{4 \cdot 0{,}809 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5700} = 351{,}1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Діаметр циліндра (оціночний)

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 351{,}1 \cdot 10^{-6}}{3.14 \cdot 0{,}98}} = 0{,}0769 \text{ м}. \tag{2.3}$$

Приймаємо D = 0,0769 м.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0{,}0769 \cdot 0{,}98 = 0{,}0753 \text{ м}. \tag{2.4}$$

Радіус кривошипа

$$r_к = \frac{S}{2} = \frac{0{,}0753}{2} = 0{,}037 \text{ м}. \tag{2.5}$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}0769^2}{4} 0{,}0753 = 349{,}5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.6)$$

Далі вибираємо або розраховуємо вихідні дані для теплового розрахунку двигуна, заносимо їх до таблиці 2.1.

Тип двигуна:

– 4-тактний;

– конфігурація двигуна: рядний;

– паливо: бензин;

– Теплота згорання палива $H_{u\,т}$ = 44 МДж/кг.

– Показник процесу згорання для бензинових ДВЗ (на основі емпіричних даних) m_l = 3,3...4,0. Вибираємо m_l = 3,5.

Конструктивні дані.

1. Кількість циліндрів: 4.

2. Діаметр циліндра D = 0,0769 м.

3. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_п = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3{,}14}{4} 0{,}0769^2 = 4{,}6421 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.7)$$

4. Радіус кривошипа $r_к$ = 0,037 м.

5. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна $\lambda_к = \frac{r_к}{L_ш}$ є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Величину $\lambda_к$ розраховують, або вибирають за практичними рекомендаціями, для автотракторних ДВЗ $\lambda_к$ = 0,25…0,32. Обираємо $\lambda_к$ = 0,25 [11].

Тоді довжина шатуна

$$L_ш = 0{,}037/0{,}25 = 0{,}148 \text{ м}. \quad (2.8)$$

6. Площа теплообміну поршня $F_п'$ залежить від конфігурації його днища. Днище поршня двигуна має спеціальні заглиблення для клапанів, тому $F_п' > F_п$.

$$F_п' = 1,05 \cdot F_п = 1,05 \cdot 4,6421 \cdot 10^{-3} = 4,874 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.9)$$

7. Площа теплообміну кришки $F_к$ залежить від конструкції камери стиснення. У двигуна клиновидна камера, тому.

$$F_к = 1,2 \cdot F_п = 1,2 \cdot 4,6421 \cdot 10^{-3} = 5,5705 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.10)$$

Таблиця 2.1 – Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна до програми Engine Calculation

Найменування величини	Численні величини	Позначення і одиниці виміру
	Номінальний режим	
1	2	3
Тип двигуна 1. Тактність 2. Конфігурація 3. Паливо 4. Теплота згорання палива 5. Показник процесу згорання	 4-тактний рядний бензин $44 \cdot 10^6$ 3,5	 – – – $H_{ит}$, Дж/кг m_l
Конструктивні дані 6. Кількість циліндрів 7. Діаметр циліндра 8. Площа поршня 9. Радіус кривошипа 10. Величина $\lambda_к$ 11. Площа теплообміну поршня 12. Площа теплообміну кришки 13. Об'єм камери стиснення	 4 0,0769 $4,6421 \cdot 10^{-3}$ 0,037 0,25 $4,874 \cdot 10^{-3}$ $5,5705 \cdot 10^{-3}$ $39,03 \cdot 10^{-6}$	 i D, м $F_п$, м^2 $r_к$, м $\lambda_к$ $F_п'$, м^2 $F_к$, м^2 V_c, м^3

Закінчення таблиці 2.1

1	2	3
Наддув 14. Тиск наддуву 15. Температура наддувочного повітря	 101000 302	 $p_к$, Па $T_к$, К
Регулювальні дані 16. Кут початку згорання 17. Кут кінця згорання	 335 375	 φ_c, ° ПКВ φ_z, ° ПКВ
Режимні дані 18. Кутова швидкість валу 19. Коефіцієнт надлишку повітря 20. Циклова подача палива 21. Середня температура стінок	 596,6 0,85 $15{,}81 \cdot 10^{-6}$ 420	 ω, рад/с α $\Delta m_{тц}$, кг/цикл Tw, К
Початкові умови 22. Тиск 23. Температура 24. Маса робочого тіла 25. Об'єм робочої порожнини	 85850 374,54 $310{,}2 \cdot 10^{-6}$ $390{,}8 \cdot 10^{-6}$	 p_a, Па T_a, К m_a, кг/цикл V_a, $м^3$
Дані до динамічного розрахунку 26. Маса поступально рухомих частин (приведена) 27. Механічний ККД	 0,564 0,85	 m_A, кг $\eta_м$
Розрахунковий крок	10	$\Delta\varphi$, ° ПКВ

Студент групи Т-412сп ЗАЙЦЕВ М. П.

Викладач-керівник: СЛИНЬКО В.В.

8. Тиск наддуву $p_к$ встановлюють за індивідуальним завданням. За відсутності наддуву $p_к = p_o = 101$ кПа.

9. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря [11]. У двигуна наддуву немає, тому $T_к = T_о = 300$ К.

Регулювальні дані.

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

$$\varphi_с = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 25 = 335\ ^\circ \text{ПКВ}, \qquad (2.12)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 25...35\ ^\circ$– величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання. Приймаємо $\Delta\varphi_{оп} = 25\ ^\circ$.

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

$$\varphi_z = \varphi_с + \Delta\varphi_{сг} = 335 + 40 = 375\ ^\circ \text{ПКВ}, \qquad (2.13)$$

де $\Delta\varphi_{сг} = 40 ... 60\ ^\circ$ для бензинових ДВЗ; приймаємо $\Delta\varphi_{сг} = 40\ ^\circ$.

Режимні дані.

1. Кутова швидкість обертання кривошипа ω, рад/с, визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання колінчастого валу n, $с^{-1}$:

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 5700 / 60 = 596{,}6\ с^{-1}. \qquad (2.14)$$

2. Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 0{,}85$.

3. Циклова подача палива знаходиться в залежності від циклового заряду повітря.

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вцш} = V_h \cdot \rho_к \cdot \eta_v, \quad (2.15)$$

$$\Delta m_{вц} = 349{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}165 \cdot 0{,}693 = 282{,}1 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл},$$

де $\rho_к$ – щільність заряду на вході в циліндр, за відсутності наддуву

$$\rho_к = \rho_о = \frac{p_о}{RT_о} = \frac{101000}{287 \cdot 302} = 1{,}165 \frac{кг}{м^3}, \quad (2.16)$$

η_v – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_к - \Delta p_{вп}}{p_к} \cdot \frac{T_к}{T_к + \Delta T + \gamma T_г}, \quad (2.17)$$

$$\eta_v = \frac{9{,}8}{9{,}8 - 1} \cdot \frac{101000 - 15150}{101000} \cdot \frac{302}{302 + 10 + 0{,}10 \cdot 1000} = 0{,}693.$$

Для перевірки, можна орієнтуватись на наступні значення коефіцієнта наповнення (для номінального режиму роботи ДВЗ): для бензинових 4-тактних двигунів η_v = 0,7…0,9 (менші значення притаманні карбюраторним двигунам, більші – для ДВЗ із впорскуванням палива). Зменшене значення величини η_v у двигуна можна пояснити кількома факторами:

– газообмін здійснюється всього через 2 клапани на циліндр;

– впускний колектор має патрубки різної довжини, що не забезпечує рівномірне наповнення всіх циліндрів;

– впускний колектор підігрівається від випускного колектора, який розташований в безпосередній близькості [11].

У формулі (2.17) $\Delta p_{вп}$ – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{вп} = (0{,}05 \ldots 0{,}25) \cdot p_к = 0{,}15 \cdot 101000 = 15150 \text{ Па}. \quad (2.18)$$

Величина $\Delta p_{вп}$ збільшується зі збільшенням частоти обертання колінчастого валу.

ΔT – підігрів заряду на впуску, причому для бензинових ДВЗ ΔT = 0…20 К. Приймаємо ΔT = 10 К.

$\gamma_г$ – коефіцієнт залишкових газів, у 4-тактних бензинових ДВЗ γ = 0,05…0,16; приймаємо $\gamma_г$ = 0,10.

$T_г$ = 900…1100 К – температура залишкових газів у бензинових ДВЗ [4]. Приймаємо $T_г$ = 1000 К.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{т\,ц} = \frac{\Delta m_{вц}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{282{,}1 \cdot 10^{-6}}{0{,}85 \cdot 14{,}96} = 22{,}18 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \qquad (2.19)$$

4. Середня температура стінок T_w залежить від типу двигуна, рівня його форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра).

Двигун нефорсований, в його конструкції переважають деталі з алюмінієвих сплавів, тому приймаємо T_w = 420 К.

Початкові умови.

До початкових умов відносяться усі параметри робочого тіла на початку розрахунку. У застосованій ФММ початок розрахунку відповідає точці «а» на індикаторній діаграмі, при положенні поршня в НМТ і куті повороту кривошипа φ = 180°. Початок відліку кута φ відповідає положенню поршня у ВМТ [4].

1. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_к - \Delta p_{вп} = 101000 - 15150 = 85850 \text{ Па}, \qquad (2.20)$$

де $\Delta p_{вп}$ розраховано за формулою (2.18).

2. Початкова температура оцінюється за допомогою формули, отриманої на основі балансу енергії при впуску

$$T_a = \frac{1}{1+\gamma_г}(T_к + \Delta T_{вп} + \gamma_г \cdot T_г), \quad (2.21)$$

$$T_a = \frac{1}{1+0,10}(302 + 10 + 0,10 \cdot 1000) = 374,54 \text{ К}.$$

3. Початкова маса робочого тіла в циліндрі дорівнює сумі масових кількостей свіжого заряду і залишкових газів, отже

$$m_a = (1 + \gamma_г) \cdot \Delta m_{вц}, \quad (2.22)$$

$$m_a = (1 + 0,10) \cdot 0,000282 = 310,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл}.$$

4. Початковий об’єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h, \quad (2.23)$$

$$V_a = \frac{9,8}{9,8-1} \cdot 0,000351 = 390,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

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

$$P_a \cdot V_a = R \cdot m_a \cdot T_a, \quad (2.24)$$

$$85850 \cdot 390,8 \cdot 10^{-6} = 287 \cdot 310,2 \cdot 10^{-6} \cdot 400,$$

$$33,55018 = 33,34432.$$

Похибка цього рівняння складає 0,6 %.

Дані до динамічного розрахунку.

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

Приведена маса частин, що поступально рухаються, включає масу поршневого комплекту (поршня, пальця, кілець) і частину маси шатуна, віднесеної до осі поршневого пальця [4]:

$$m_A = [m_п + 0{,}25 \cdot m_ш] \cdot F_п, \qquad (2.25)$$

$$m_A = [95 + 0{,}25 \cdot 160] \cdot 3{,}9572 \cdot 10^{-3} = 0{,}564 \text{ кг},$$

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

Величини $m_п$ і $m_ш$ в правій частині формули визначено на основі статистичних даних конструкції двигуна.

Розрахунковий крок рівний $\Delta\varphi = 10°$ (для програми Engine Calculation).

Результати розрахунку в програмі Engine Calculation отримано у вигляді двох протоколів: в одному з них дані теплового розрахунку, в іншому – дані динамічного розрахунку.

2.3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків

Протокол теплового розрахунку (табл. 5.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску p, температури T, маси m, об'єму V) при різних кутах повороту кривошипу колінчастого валу (ПКВ) φ.

Розрахунок в програмі Engine Calculation виконується з кроком інтеграції $\Delta\varphi = 1°$, але з метою скорочення протоколу запис в протоколі виконуємо з кроком $\Delta\varphi = 10°$, для кутів повороту кривошипа $\varphi = 180...540°$, що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ [11].

Протокол динамічного розрахунку (табл. 5.3) містить запис основних сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі:

– на поршень (осьова сила P і бокова N);

– вздовж шатуна – S;

– на кривошип – тангенціальна сила T і нормальна K;

а також величина обертального моменту M на кривошипі від одного циліндра.

На відміну від протоколу теплового розрахунку, в протоколі динамічного розрахунку результати записані в діапазоні зміни кута повороту валу $\varphi = 1...720$ ° ПКВ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису $\Delta\varphi = 20$ ° [4].

Таблиця 2.2 – Протокол теплового розрахунку (φ_c = 335 ° ПКВ)

φ, ° ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V, дм^3
180	84,4	374,57	0,00031	0,383
190	85,1	375,79	0,00031	0,381
200	87,1	378,59	0,00031	0,375
210	90,5	383,06	0,00031	0,365
220	95,6	389,38	0,00031	0,351
230	102,7	397,80	0,00031	0,334
240	112,6	408,67	0,00031	0,313
250	126,2	422,43	0,00031	0,288
260	145	439,69	0,00031	0,261
270	171,2	461,2	0,00031	0,232
280	208,5	487,97	0,00031	0,202
290	262,8	521,29	0,00031	0,171
300	344,1	562,74	0,00031	0,141
310	468,7	614,16	0,00031	0,113
320	662,8	677,09	0,00031	0,0881
330	960,9	751,11	0,00031	0,0674
340	1383,7	832,75	0,00031	0,0519
350	2468,1	1202,42	0,000312	0,0423
360	6487,2	2816,67	0,000323	0,0390
370	7627,6	3496,68	0,000332	0,0423
380	5739,7	3225,78	0,000332	0,0519
390	3985,5	2909,24	0,000332	0,0674
400	2757,2	2629,95	0,000332	0,0881
410	1960	2398,05	0,000332	0,113
420	1446,9	2209,37	0,000332	0,141
430	1110,5	2056,38	0,000332	0,171
440	884,1	1931,97	0,000332	0,202
450	727,7	1830,33	0,000332	0,232
460	617	1746,94	0,000332	0,261
470	537,2	1678,3	0,000332	0,288
480	478,8	1621,72	0,000332	0,313
490	435,7	1575,13	0,000332	0,334
500	404,1	1536,91	0,000332	0,351
510	381,1	1505,82	0,000332	0,365
520	364,9	1480,9	0,000332	0,375
530	354,6	1461,45	0,000332	0,381
540	344,9	1448,24	0,000332	0,383

Дата:10.03.2025

Li = 386,618987 Дж/цикл

pi = 1125477,887148 Па

KKDi = 0,506268

gi = 0,204853 кг/(кВт*год)

2.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку

Контрольними величинами для оцінки результатів розрахунку є величини ефективної потужності двигуна N_e і середнього ефективного тиску p_e, які розраховуємо за формулами

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_м = 4 \cdot 386{,}61 \cdot \frac{5700}{2 \cdot 60} \cdot 0{,}73 = 53{,}6 \text{ кВт}, \quad (2.26)$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_м = 1125{,}477 \cdot 0{,}73 = 821{,}59 \text{ кПа}, \quad (2.27)$$

де $\eta_м$ = 0,73 – механічний ККД бензинового двигуна для номінального режиму, який враховує вплив механічних втрат.

Розрахована за формулою (2.26) потужність на номінальному режимі N_e = 53,6 кВт повинна відповідати величині N_e за індивідуальним завданням N_e = 54 кВт – відхилення розрахунку складає 0,7 %.

Розрахований за формулою (2.27) середній ефективний тиск циклу p_e = 821,5 кПа повинен відповідати раніше прийнятій величині p_e = 800 кПа – відхилення розрахунку складає 2,6 %.

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} = 7,627 МПа (при φ = 370 ° ПКВ) і максимальної температури T_{max} = 3499,12 К (при φ = 370 ° ПКВ). Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевищували відповідні максимально допустимі для бензинових атмосферних ДВЗ $p_{доп}$ = 5…8 МПа [11].

Питомі індикаторні показники ДВЗ (середній індикаторний тиск p_i, індикаторний ККД η_i, питома індикаторна витрата палива g_i) порівнюємо з досягнутими нині двигунобудівними фірмами (таблиця 2.3). З таблиці видно, що індикаторні показники розрахованого двигуна відповідають показникам

4-тактних атмосферних двигунів. Підвищене значення η_i може пояснюватись особливістю ФММ 2-го рівня 2-ї модифікації (не враховуються втрати на газообмін) [4].

За даними протоколу теплового розрахунку будуємо згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму в системах координат p (V); T (V) у відповідних масштабах (див. рисунки 2.1, 2.2) [4].

Таблиця 2.3 – Порівняння індикаторних показників ДВЗ на номінальному режимі роботи

Тип двигунів	p_i, МПа	η_i	g_i, г/(кВт·год)
Розрахований двигун	1,125	0,506	204,853
4-тактні бензинові ДВЗ без наддува	0,70...1,20	0,25...0,40	205…330

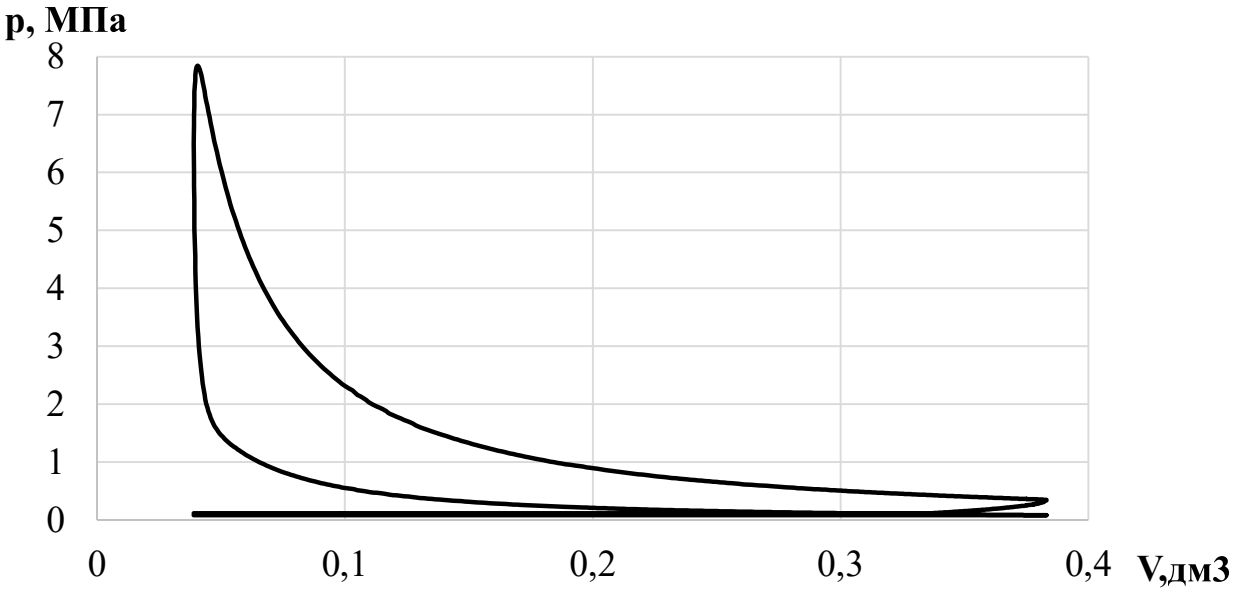


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма p (V)

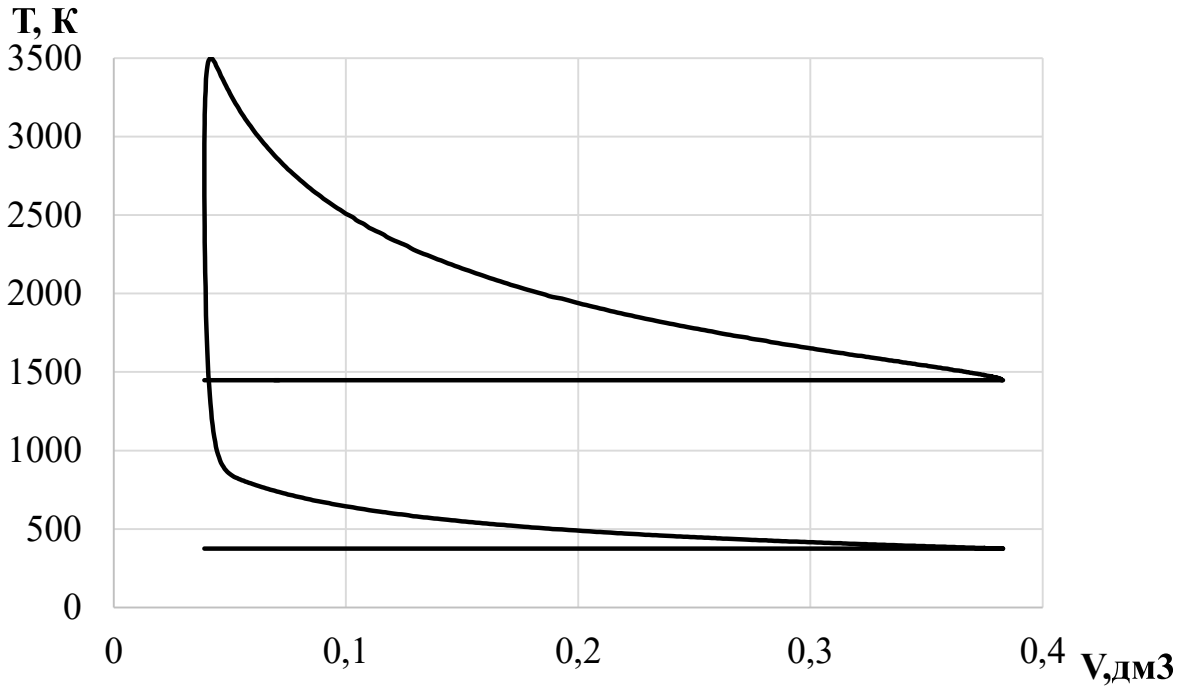


Рисунок 2.2 – Індикаторна діаграма T (V)

Розраховуємо ефективні показники двигуна:

– середній ефективний тиск

$$p_e = p_i \cdot \eta_м = 1{,}125477 \cdot 0{,}73 = 0{,}821 \text{ МПа}; \quad (2.29)$$

– питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_м} = \frac{204{,}853}{0{,}73} = 280{,}6 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}; \quad (2.30)$$

– ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_м = 0{,}506 \cdot 0{,}73 = 0{,}369. \quad (2.31)$$

2.5 Висновки за розділом

У цьому розділі було проведено розрахунок термодинамічного циклу двигуна за допомогою комп’ютерної програми Engine Calculation. За підсумками теплового розрахунку визначено ключові параметри процесу: максимальний тиск у циліндрі p_{max} = 7,627 МПа, а максимальна температура T_{max} = 3499,12 К (при φ = 370 ° ПКВ). Розрахована за формулою потужність на номінальному режимі N_e = 53,6 кВт. За результатами розрахунку отримано циклові і питомі індикаторні показники ДВЗ: середній індикаторний тиск p_i = 1,125 МПа, індикаторний ККД η_i = 0,506, питома індикаторна витрата палива g_i = 204,,85 г/(кВт·год), які порівняли з досягнутими нині двигунобудівними фірмами. Окремо обчислено індикаторну роботу одного циклу L_i = 386,61 Дж/цикл.

Також розраховані ефективні показники: середній ефективний тиск p_e = 0,821 МПа, питома ефективна витрата палива g_e = 280,6 г/(кВт·год), ефективний ККД η_e = 0,369.

На завершення побудовано індикаторні діаграми p-V та T-V, які ілюструють зміну стану робочого тіла в циліндрі протягом циклу.

3 ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

3.1 Розрахунок основних сил та обертального моменту

Динамічний розрахунок представлений окремим протоколом (таблиця 3.1). Результати динамічного розрахунку ілюструємо графіками (рисунки 3.1, 3.2, 3.3).

Розраховуємо сили, що діють в КШМ, для кута повороту колінчастого валу φ = 360 ° ПКВ.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_n = (p - p_o) \cdot F_п - m_A r_к \omega^2 (\cos \phi + \lambda_к \cos 2\phi), \quad (3.1)$$

$$P_п = (6487200 - 101000) \cdot 4{,}6421 \cdot 10^{-3} -$$

$$- 0{,}564 \cdot 0{,}037 \cdot 596{,}6^2 \cdot (\cos 360\ ° + 0{,}25 \cdot \cos 720\ °) = 15108{,}8\ Н,$$

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

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot tg\beta = 15108{,}8 \cdot tg0' = 0\ Н, \quad (3.2)$$

де $\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi) = \arcsin(0{,}25 \cdot \sin 360\ °) = 0'$.

Сила, що діє на шатун

$$S = \frac{P_n}{\cos\beta} = \frac{15108{,}8}{0} = 15108{,}8\ Н. \quad (3.3)$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\phi+\beta)}{\cos\beta} = 15108{,}8 \cdot \frac{\sin(360+0°)}{\cos 0°} = 0 \text{ Н}. \quad (3.4)$$

Таблиця 3.1 – Протокол динамічного розрахунку

φ,°ПКВ	$P_п$, Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-8 714,1	0,0	-8 714,1	0,0	-8 714,1	0,0
20	-7 892,7	-677,3	-7 921,8	-3 336,0	-7 185,1	-123,4
40	-5 668,2	-922,9	-5 742,9	-4 350,4	-3 748,9	-161,0
60	-2 664,4	-590,9	-2 729,2	-2 602,9	-820,5	-96,3
80	351,9	89,4	363,1	362,1	-26,9	13,4
100	2 753,1	699,3	2 840,5	2 589,8	-1 166,8	95,8
120	4 249,5	942,4	4 352,7	3 209,0	-2 940,9	118,7
140	4 924,5	801,8	4 989,3	2 551,2	-4 287,7	94,4
160	5 101,1	437,8	5 119,9	1 333,3	-4 943,2	49,3
180	5 107,1	0,0	5 107,1	0,0	-5 107,1	0,0
200	5 106,7	-438,3	5 125,5	-1 334,8	-4 948,6	-49,4
220	4 968,9	-809,0	5 034,3	-2 574,2	-4 326,4	-95,2
240	4 372,5	-969,7	4 478,8	-3 301,9	-3 026,0	-122,2
260	3 025,4	-768,5	3 121,4	-2 846,0	-1 282,2	-105,3
280	917,1	-233,0	946,2	-943,6	-70,2	-34,9
300	-1 474,0	326,9	-1 509,8	1 439,9	-453,9	53,3
320	-3 008,6	489,8	-3 048,2	2 309,1	-1 989,8	85,4
340	-1 919,0	164,7	-1 926,0	811,1	-1 746,9	30,0
360	15 108,8	0,0	15 108,8	0,0	15 108,8	0,0
380	12 762,2	1 095,3	12 809,1	5 394,1	11 618,0	199,6
400	4 139,1	673,9	4 193,6	3 176,8	2 737,5	117,5
420	2 328,7	516,4	2 385,3	2 275,0	717,1	84,2
440	3 266,0	829,6	3 369,8	3 360,5	-249,9	124,3
460	4 677,3	1 188,1	4 825,8	4 399,9	-1 982,3	162,8
480	5 660,7	1 255,4	5 798,3	4 274,7	-3 917,6	158,2
500	6 059,1	986,5	6 138,8	3 139,0	-5 275,6	116,1
520	6 092,1	522,8	6 114,5	1 592,3	-5 903,6	58,9
540	6 034,6	0,0	6 034,6	0,0	-6 034,6	0,0
560	5 704,7	-489,6	5 725,6	-1 491,1	-5 528,1	-55,2
580	5 210,7	-848,4	5 279,3	-2 699,5	-4 537,0	-99,9
600	4 392,9	-974,2	4 499,6	-3 317,3	-3 040,1	-122,7
620	2 896,5	-735,8	2 988,5	-2 724,8	-1 227,6	-100,8
640	495,4	-125,8	511,1	-509,7	-37,9	-18,9
660	-2 521,0	559,1	-2 582,2	2 462,8	-776,3	91,1
680	-5 524,8	899,5	-5 597,5	4 240,3	-3 654,0	156,9
700	-7 749,3	665,0	-7 777,8	3 275,4	-7 054,5	121,2
720	-8 570,6	0,0	-8 570,6	0,0	-8 570,6	0,0

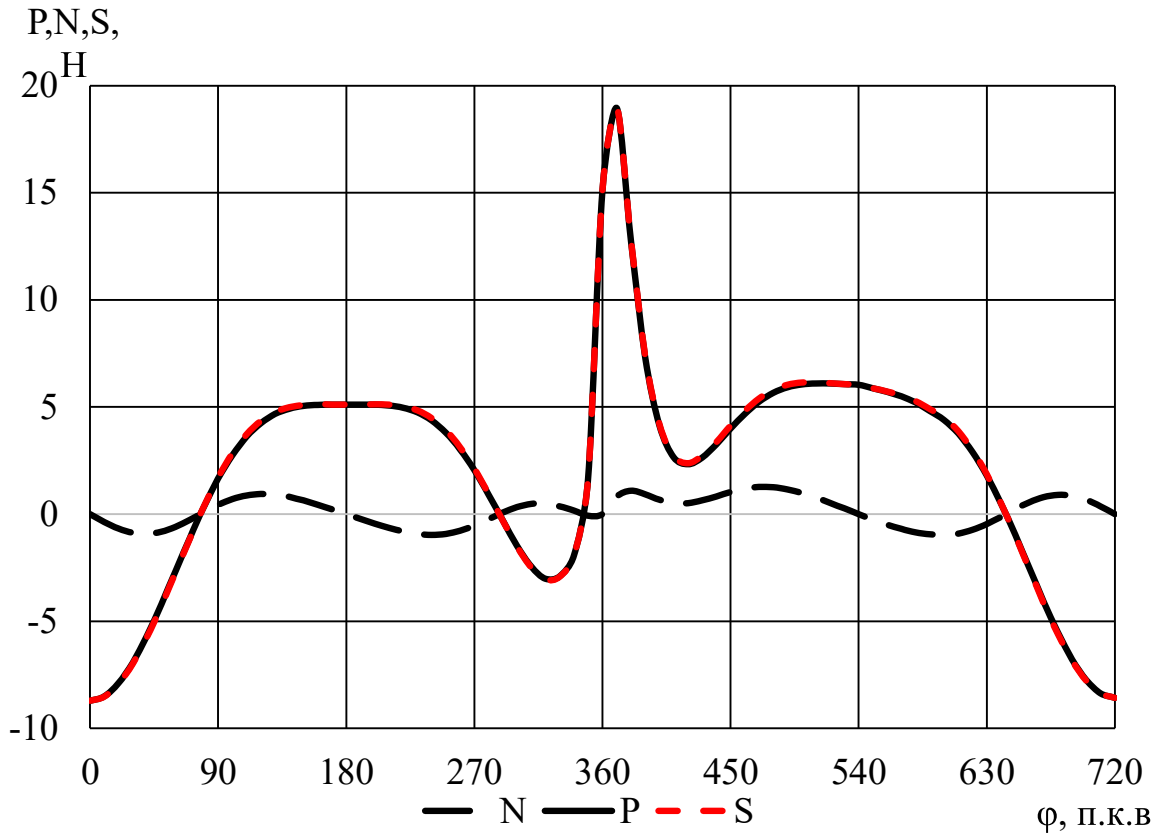


Рисунок 3.1 – Сили, що діють на поршень (осьова сила P і бокова N) і вздовж шатуна (S)

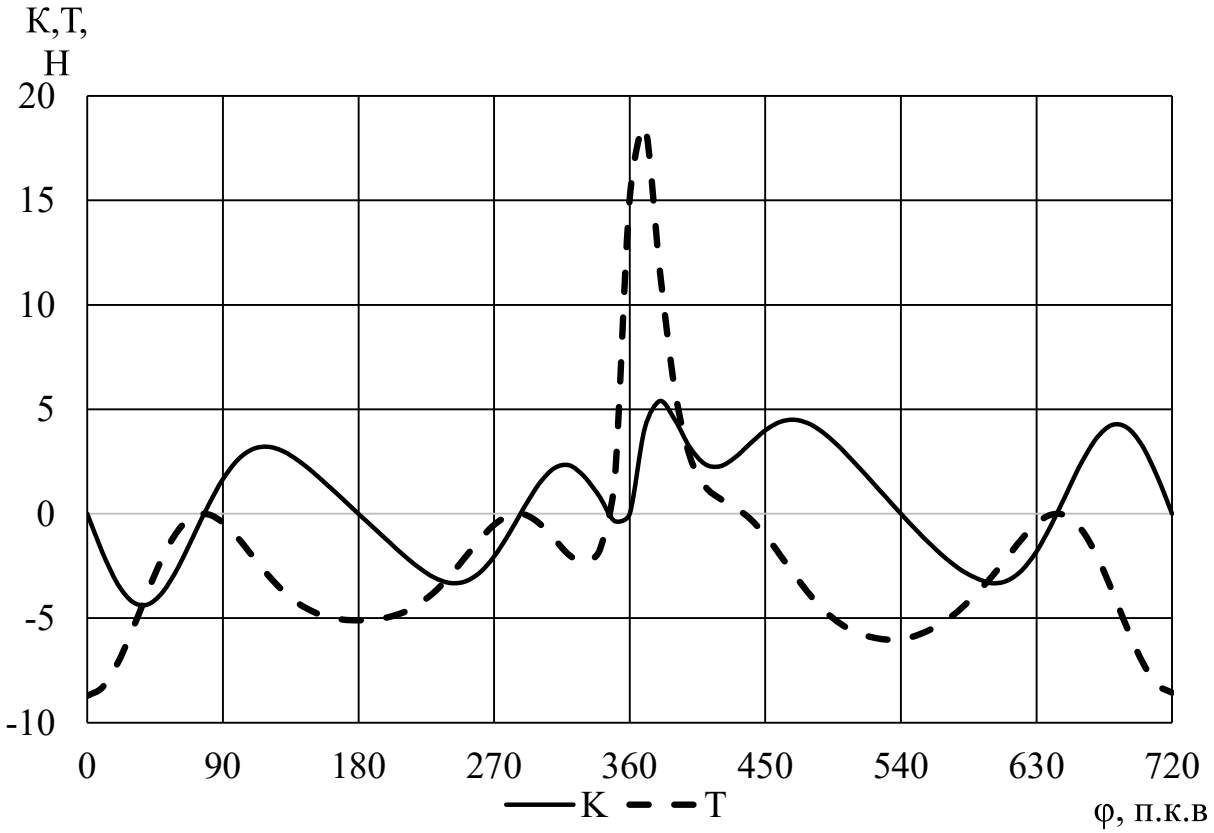


Рисунок 3.2 – Сили, що діють на кривошип (тангенціальна T і нормальна K)

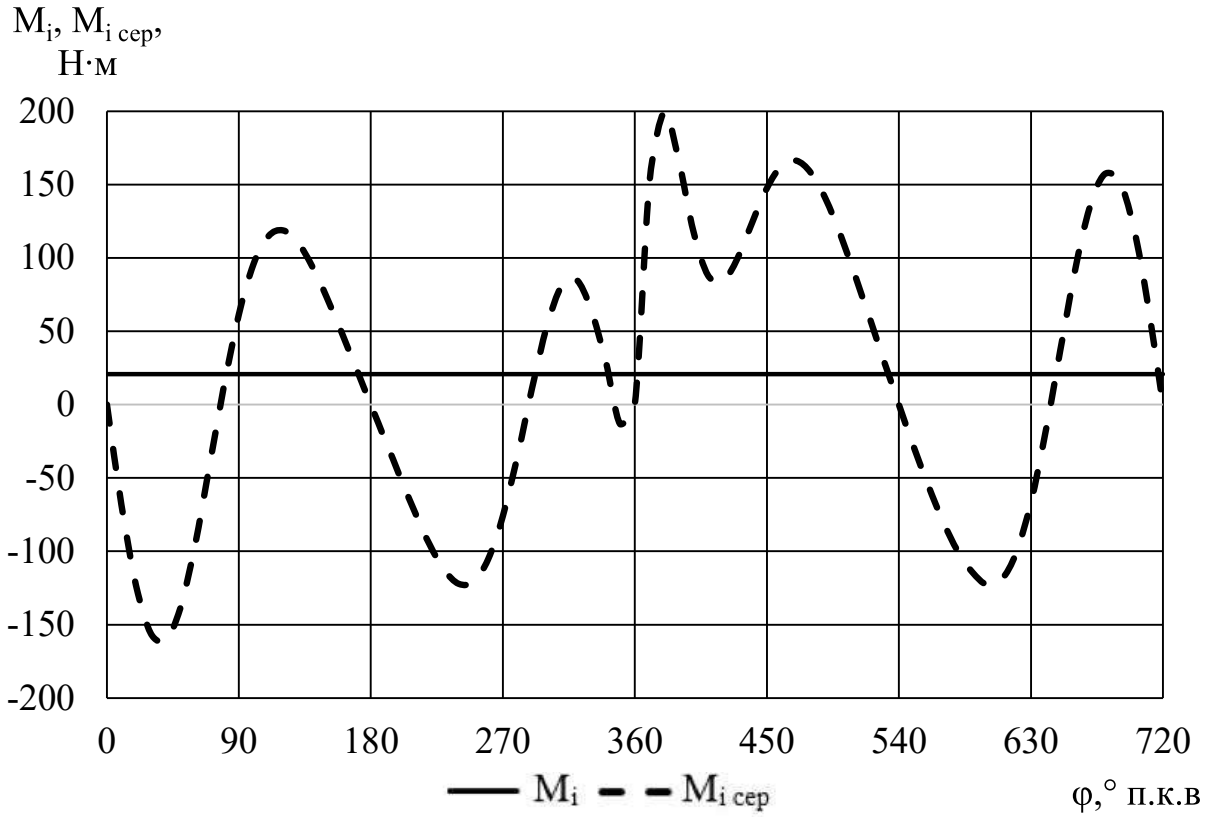


Рисунок 3.3 – Обертальний момент від одного циліндра

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\phi+\beta)}{\cos\beta} = 15108{,}8 \cdot \frac{\cos(360+0°)}{\cos\ 0°} = 15108{,}8 \text{ Н}. \quad (3.5)$$

Обертальний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_к = 0 \cdot 0{,}037 = 0 \text{ Н·м}. \quad (3.6)$$

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих обертальних моментів (таблиця 3.1) і графік, що зображує індикаторний обертальний момент на валу двигуна (рисунок 3.4). Таблицю і графік складаємо з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчастому валу двигуна [11].

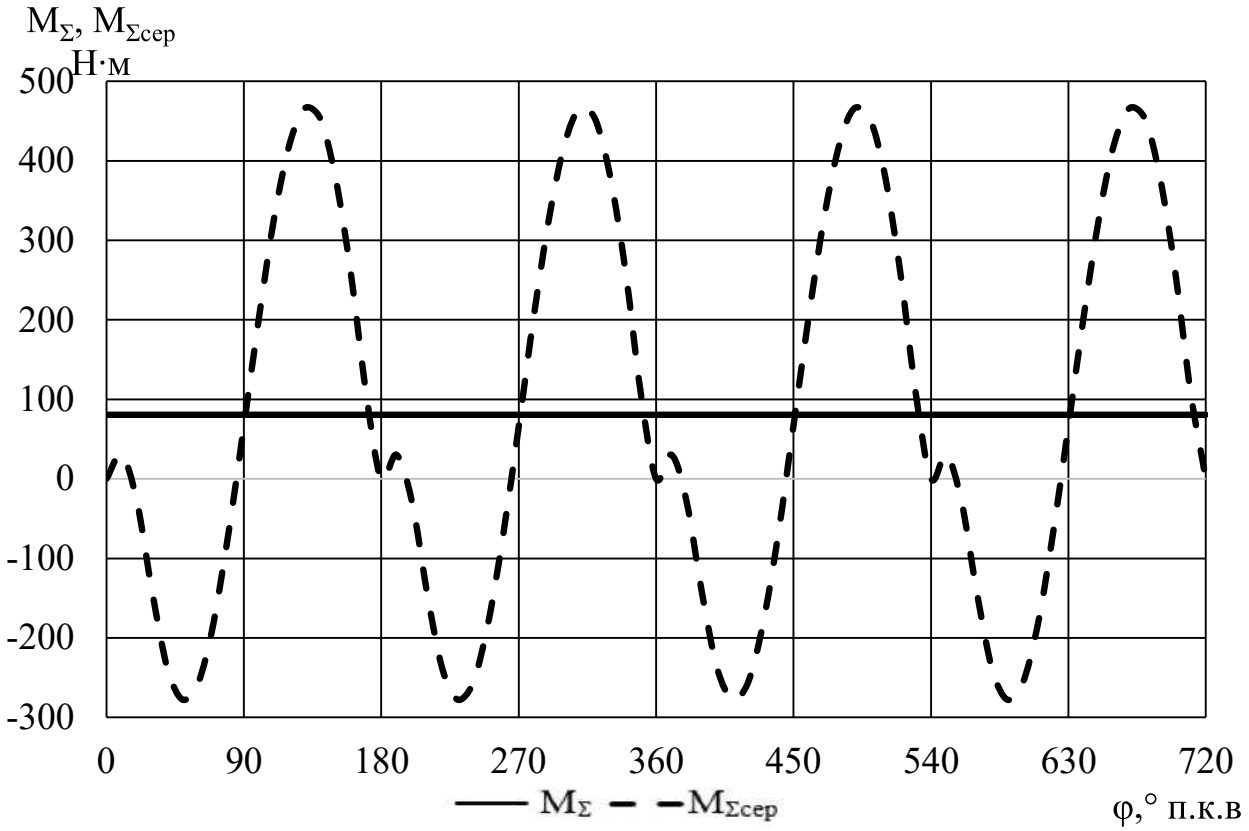


Рисунок 3.4 – Діаграма сумарного індикаторного обертального моменту на валу двигуна

Важливими параметрами в цьому випадку є кут розвороту кривошипів колінчастого валу $\Delta\varphi_{кр}$. В 4-циліндровому рядному двигуні порядок роботи циліндрів 1-3-4-2, а кут розвороту кривошипів складає

$$\Delta\varphi_{кр} = 720 / i = 720 / 4 = 180\ °. \qquad (3.7)$$

Значення обертальних моментів (колонка для 1-го циліндра від $\varphi = 0$ до $\varphi = 720\ °$ ПКВ) складаємо, і визначаємо середній індикаторний обертальний момент одного циліндра $M_{i\ ср} = 20{,}159$ Н·м. Аналогічно визначаємо середній індикаторний обертальний момент двигуна $M_{\Sigma\ ср} = 82{,}88$ Н·м.

Величину середнього індикаторного моменту використовують для контролю правильності теплового і динамічного розрахунку [4].

Таблиця 3.2 – Таблиця набігаючих обертальних моментів, для рядного 4-циліндрового двигуна, Н·м

φ, ° ПКВ	M_1	M_2	M_3	M_4	M_Σ
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0
20	-123,4	-49,4	-55,2	199,6	-28,4
40	-161,0	-95,2	-99,9	117,5	-238,6
60	-96,3	-122,2	-122,7	84,2	-257
80	13,4	-105,3	-100,8	124,3	-68,4
100	95,8	-34,9	-18,9	162,8	204,8
120	118,7	53,3	91,1	158,2	421,3
140	94,4	85,4	156,9	116,1	452,8
160	49,3	30,0	121,2	58,9	259,4
180	0,0	0,0	0,0	0,0	0
200	-49,4	199,6	-123,4	-55,2	-28,4
220	-95,2	117,5	-161,0	-99,9	-238,6
240	-122,2	84,2	-96,3	-122,7	-257
260	-105,3	124,3	13,4	-100,8	-68,4
280	-34,9	162,8	95,8	-18,9	204,8
300	53,3	158,2	118,7	91,1	421,3
320	85,4	116,1	94,4	156,9	452,8
340	30,0	58,9	49,3	121,2	259,4
360	0,0	0,0	0,0	0,0	0
380	199,6	-55,2	-49,4	-123,4	-28,4
400	117,5	-99,9	-95,2	-161,0	-238,6
420	84,2	-122,7	-122,2	-96,3	-257
440	124,3	-100,8	-105,3	13,4	-68,4
460	162,8	-18,9	-34,9	95,8	204,8
480	158,2	91,1	53,3	118,7	421,3
500	116,1	156,9	85,4	94,4	452,8
520	58,9	121,2	30,0	49,3	259,4
540	0,0	0,0	0,0	0,0	0
560	-55,2	-123,4	199,6	-49,4	-28,4
580	-99,9	-161,0	117,5	-95,2	-238,6
600	-122,7	-96,3	84,2	-122,2	-257
620	-100,8	13,4	124,3	-105,3	-68,4
640	-18,9	95,8	162,8	-34,9	204,8
660	91,1	118,7	158,2	53,3	421,3
680	156,9	94,4	116,1	85,4	452,8
700	121,2	49,3	58,9	30,0	259,4
720	0,0	0,0	0,0	0,0	0
	$Mi_{сер}$ = 20,159				$M_{\Sigma\ сер}$ = 82,88

3.2 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму

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

Динамічний розрахунок виконується тільки для номінального режиму.

Знаючи розраховану за формулою (2.26) ефективну потужність двигуна N_e = 53,6 кВт, знаходимо середній ефективний обертальний момент на валу [4]

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{53.6}{596,6} = 89,842 \text{ Н·м.} \quad (3.8)$$

Динамічний розрахунок двигуна виконують з метою визначення основних сил і обертальних моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі.

Маса поршневої групи

$$m_п = m_п \cdot F_п = 95 \cdot 4,6421 \cdot 10^{-3} = 0,440 \text{ кг,} \quad (3.9)$$

де $m_п$ = 95 кг/м^2 – маса поршневого комплекту для:

– бензинових – 40…150 кг/м^2;

– дизельних – 100…400 кг/м^2.

Маса шатунної групи

$$m_ш = m_ш \cdot F_п = 160 \cdot 4,6421 \cdot 10^{-3} = 0,742 \text{ кг,} \quad (3.10)$$

де $m_ш$ = 160 кг/м^2 – маса комплекту шатуна для:

– бензинових – 50…250 кг/м^2;

– дизельних – 100…350 кг/м^2.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця

$$m_{шп} = 0{,}25 \cdot m_{ш} = 0{,}25 \cdot 0{,}742 = 0{,}185 \text{ кг.} \quad (3.11)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа

$$m_{шк} = 0{,}75 \cdot m_{ш} = 0{,}75 \cdot 0{,}742 = 0{,}556 \text{ кг.} \quad (3.12)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг

$$m_{к} = m'_{к} \cdot F_{п} = 100 \cdot 4{,}6421 \cdot 10^{-3} = 0{,}464 \text{ кг,} \quad (3.13)$$

де $m_к' = m_к / F_п = 100 \ldots 200$ кг/м^2. Приймаємо $m_к' = 100$ кг/м^2.

Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух

$$m_j = m_п + m_{шп} = 0{,}440 + 0{,}185 = 0{,}625 \text{ кг.} \quad (3.14)$$

Маси, що здійснюють обертальний рух

$$m_R = m_к + m_{шк} = 0{,}464 + 0{,}556 = 1{,}02 \text{ кг.} \quad (3.15)$$

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 [11].

Відцентрова сила інерції обертальних мас

$$К_R = -m_R \cdot r_к \cdot \omega^2 = -1{,}02 \cdot 0{,}037 \cdot 596{,}6^2 = -13432{,}8 \text{ Н}, \quad (3.16)$$

де m_R – маси, що здійснюють обертальний рух;

$r_к$ – радіус кривошипу;

ω – кутова швидкість колінчастого валу.

Відцентрова сила інерції є результуючою двох сил:

– сили інерції обертальних мас шатуна

$$К_{Rш} = -m_{шк} \cdot r_к \cdot \omega^2 = -0{,}556 \cdot 0{,}037 \cdot 596{,}6^2 = -7322{,}2 \text{ Н}; \quad (3.17)$$

– сили інерції обертальних мас кривошипа

$$К_{Rк} = -m_к \cdot r_к \cdot \omega^2 = -0{,}464 \cdot 0{,}037 \cdot 596{,}6^2 = -6110{,}6 \text{ Н}. \quad (3.18)$$

Знаючи функції К(φ), Т(φ) та величини $К_{Rш}$ та $К_{Rк}$, будуємо полярні діаграми сил на шатунні $R_{шш}$ та корінні $R_{кш}$ шийки колінчастого валу, а також розгорнуті діаграми сил на ці шийки.

3.4 Сили, діючі на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховуємо сили, що діють на шатунні шийки колінчастого валу двигуна. Приклад розрахунку наводиться для кута повороту колінчастого валу φ = 360 ° ПКВ.

Результуюча сила, що діє на шатунну шийку

$$R_{шш} = \sqrt{T^2 + Рк^2} = \sqrt{0^2 + 7786{,}6^2} = 7786{,}6 \text{ Н}, \quad (3.19)$$

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

$Р_к$ – сила, діюча на шатунну шийку по кривошипу, Н.

$$Р_к = К + К_{Rш} = 15108{,}8 + (-7322{,}2) = 7786{,}6 \text{ Н}, \quad (3.20)$$

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

$К_{Rш}$ – сили інерції обертальних мас шатуна.

Результуюча сила, діюча на коліно валу

$$R_к = \sqrt{T^2 + Крк^2} = \sqrt{0^2 + 28541{,}6^2} = 28541{,}6 \text{ Н}, \quad (3.21)$$

де $К_{рк}$ – сила, діюча на коліно валу по кривошипу

$$К_{рк} = К - К_R = 15108{,}8 - (-13432{,}8) = 28541{,}6 \text{ Н}. \quad (3.22)$$

Всі інші значення сил, діючих на шатунну та корінну шийку при кутах повороту колінчастого валу від φ = 0 ° ПКВ до φ = 720 ° ПКВ, наведені в таблиці 3.3.

Для визначення середньої результуючої сили за цикл $R_{шш.ср}$, а також її максимального $R_{шш.max}$ і мінімального $R_{шш.min}$ значень полярну діаграму перебудовуємо у прямокутні координати функції кута повороту колінчастого валу (рисунок 3.7) [11].

З розгорнутої діаграмі $R_{шш}$ (рисунок 3.6) визначаємо:

$R_{шш\ max}$ = 16 кН при φ = 0 ° ПКВ;

$R_{шш\ ср}$ = 10,64 кН;

$R_{шш\ min}$ = 5,57 кН при φ = 400 ° ПКВ.

3.5 Сили, діючі на корінні шийки колінчастого валу

Колінчастий вал двигуна повно опорний, з трьома корінними шийками.

Сила, діюча на I корінну шийку (при куті повороту колінчастого валу φ = 360 ° ПКВ)

$$R_{кш1} = 0,5 \cdot R_{к1} = 0,5 \cdot 28541,60 = 14270,8 \text{ Н}. \quad (3.23)$$

Таблиця 3.3 – Значення повних сил при різних кутах повороту колінчастого валу, Н

φ, ° ПКВ	K, Н	T, Н	$P_к$ кН	$R_{шш}$, Н	$K_{рк}$	$R_к$	$R_{кш}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	-8 714,10	0	16,03	16036	4 718,70	4718,70	2359,35
20	-7 185,10	-3 336,00	14,50	14886	6 247,70	7082,56	3541,28
40	-3 748,90	-4 350,40	11,07	11895	9 683,90	10616,21	5308,1
60	-820,5	-2 602,90	8,14	8548,6	12 612,30	12878,09	6439,04
80	-26,9	362,1	7,34	7358	13 405,90	13410,79	6705,39
100	-1 166,80	2 589,80	8,48	8875,3	12 266,00	12536,42	6268,21
120	-2 940,90	3 209,00	10,26	10753	10 491,90	10971,67	5485,84
140	-4 287,70	2 551,20	11,60	11887	9 145,10	9494,29	4747,14
160	-4 943,20	1 333,30	12,26	12338	8 489,60	8593,66	4296,83
180	-5 107,10	0	12,42	12429	8 325,70	8325,70	4162,85
200	-4 948,60	-1 334,80	12,27	12343	8 484,20	8588,56	4294,28
220	-4 326,40	-2 574,20	11,64	11930	9 106,40	9463,25	4731,62
240	-3 026,00	-3 301,90	10,34	10862	10 406,80	10918,06	5459,03
260	-1 282,20	-2 846,00	8,60	9062,9	12 150,60	12479,45	6239,73
280	-70,2	-943,6	7,39	7452,4	13 362,60	13395,87	6697,94
300	-453,9	1 439,90	7,77	7908,3	12 978,90	13058,53	6529,26
320	-1 989,80	2 309,10	9,31	9594	11 443,00	11673,65	5836,83
340	-1 746,90	811,1	9,06	9105,3	11 685,90	11714,01	5857,01
360	15 108,80	0	-7,78	7786,6	28 541,60	28541,60	14270,8
380	11 618,00	5 394,10	-4,29	6895,7	25 050,80	25624,97	12812,5
400	2 737,50	3 176,80	4,58	5577,8	16 170,30	16479,40	8239,7

Закінчення таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8
420	717,1	2 275,00	6,60	6985,9	14 149,90	14331,62	7165,81
440	-249,9	3 360,50	7,57	8284,3	13 182,90	13604,48	6802,24
460	-1 982,30	4 399,90	9,30	10292	11 450,50	12266,75	6133,37
480	-3 917,60	4 274,70	11,23	12025	9 515,20	10431,30	5215,65
500	-5 275,60	3 139,00	12,59	12983	8 157,20	8740,32	4370,16
520	-5 903,60	1 592,30	13,22	13321	7 529,20	7695,73	3847,87
540	-6 034,60	0	13,35	13357	7 398,20	7398,20	3699,1
560	-5 528,10	-1 491,10	12,85	12937	7 904,70	8044,11	4022,05
580	-4 537,00	-2 699,50	11,85	12163	8 895,80	9296,37	4648,19
600	-3 040,10	-3 317,30	10,36	10880	10 392,70	10909,29	5454,65
620	-1 227,60	-2 724,80	8,54	8973,5	12 205,20	12505,66	6252,83
640	-37,9	-509,7	7,36	7377,7	13 394,90	13404,59	6702,3
660	-776,3	2 462,80	8,09	8464,7	12 656,50	12893,89	6446,94
680	-3 654,00	4 240,30	10,97	11767	9 778,80	10658,57	5329,28
700	-7 054,50	3 275,40	14,37	14745	6 378,30	7170,14	3585,07
720	-8 570,60	0	15,89	15893	4 862,20	4862,20	2431,1

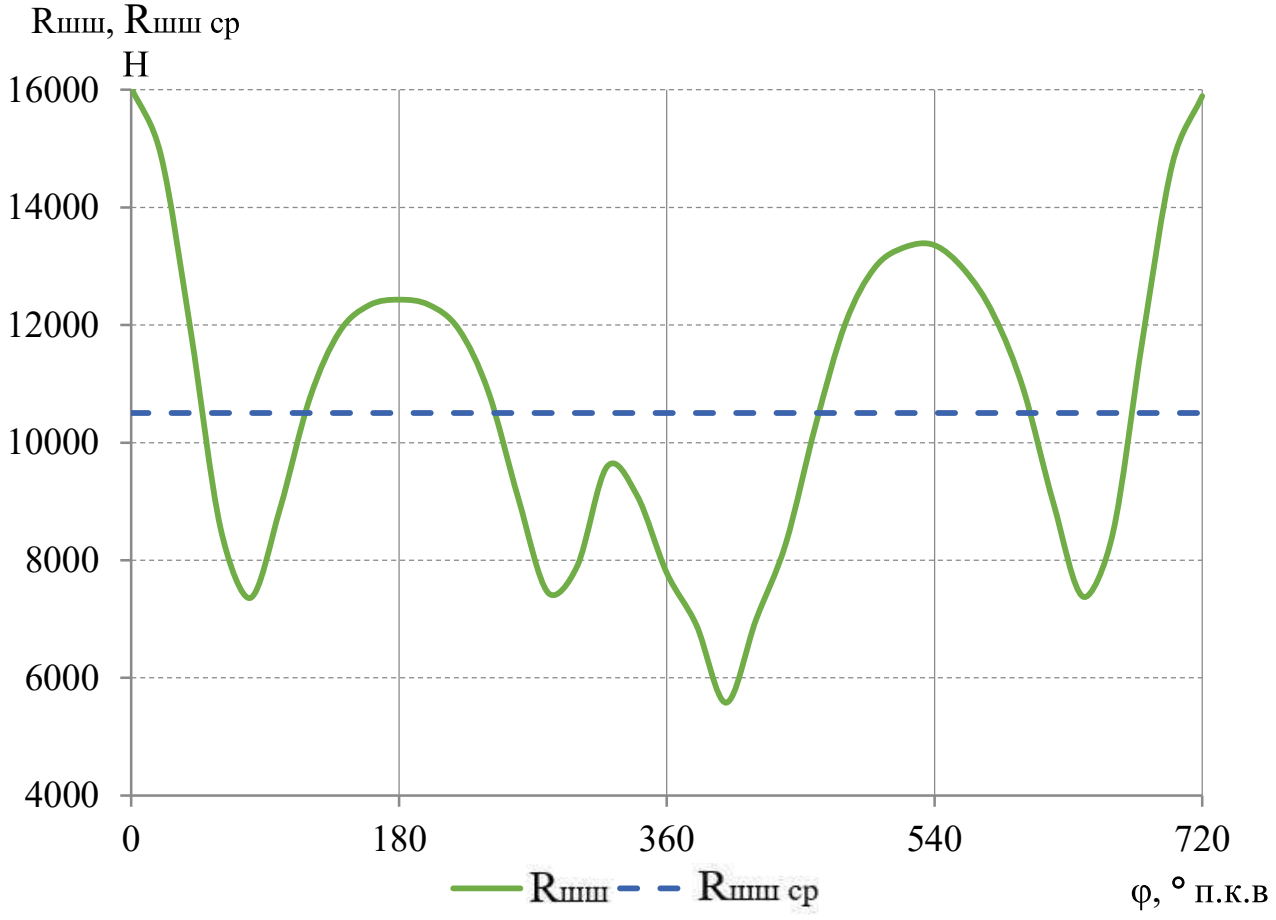


Рисунок 3.5 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

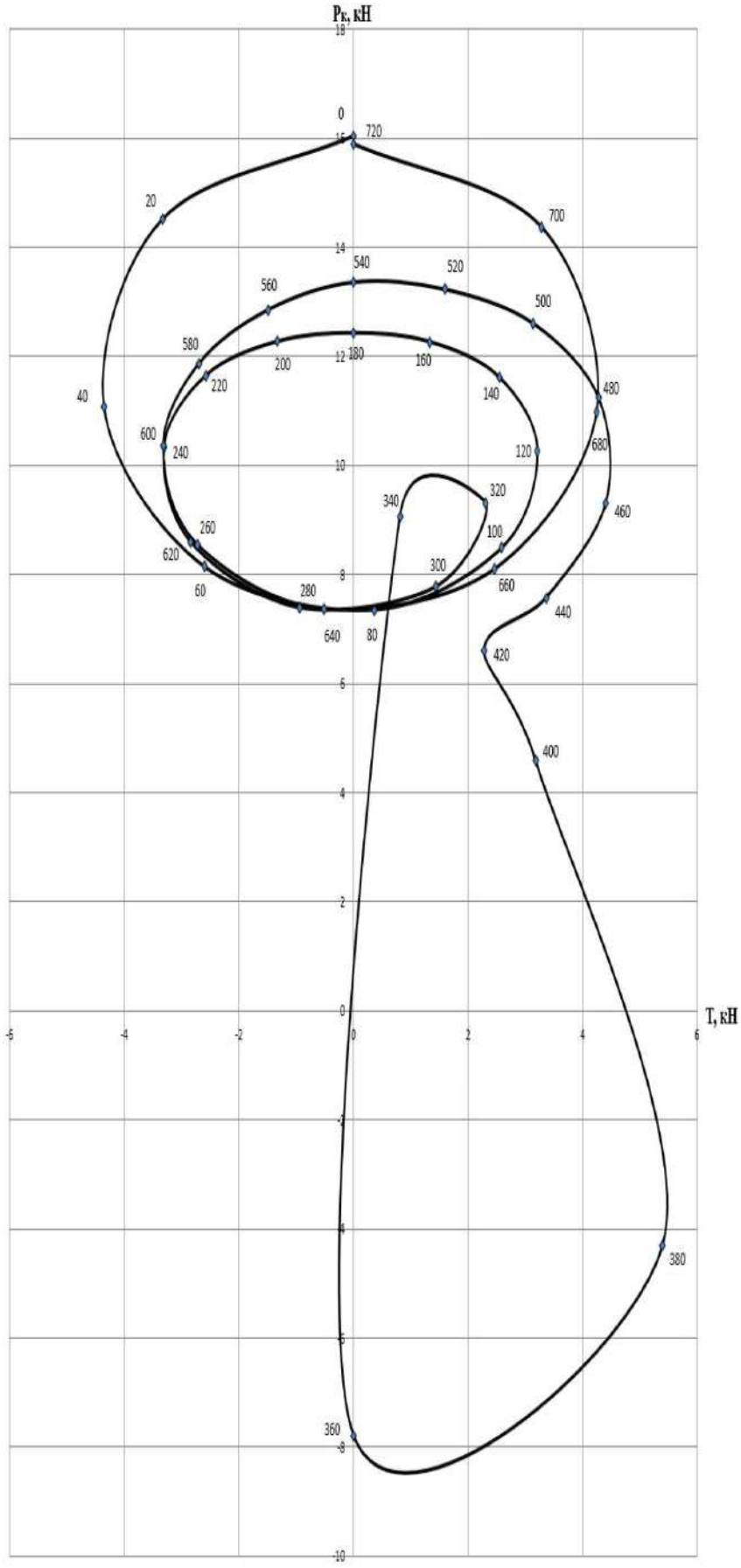


Рисунок 3.6 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку колінчастого валу

Розраховані значення для інших кутів заносимо до таблиці 3.3. На рисунку 3.7 показана розгорнута діаграма навантаження на І корінну шийку.

З розгорнутої діаграмі $R_{шш}$ (рисунок 3.6) визначаємо:

$R_{кш\ max}$ = 14,27 кН при φ = 360 ° ПКВ;

$R_{кш\ ср}$ = 5,74 кН;

$R_{к\ min}$ = 2,35 кН при φ = 0 ° ПКВ.

3.6 Висновки за розділом

Виконано динамічний розрахунок КШМ двигуна, розраховано основні сили, що діють на його елементи: осьова сила Р на поршень; бічна сила N на поршень; сила S вздовж осі шатуна; тангенціальна сила Т на кривошип; нормальна сила К на кривошип.

Побудовано діаграми зміни цих сил від кута ПКВ, індикаторного обертального моменту для першого циліндра, навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах.

Для виконання розрахунків виконано приведення мас елементів кривошипно-шатунного механізму до ключових точок механізму після чого визначено сили інерції обертальних мас та сили $R_{шш}$, що діють на шатунну шийку двигуна. Побудовано полярну діаграму сили $R_{шш}$ від кута повороту φ. Пораховано максимальне і мінімальне значення $R_{шш\ max}$ = 16 кН при φ = 0 ° ПКВ, $R_{шш\ min}$ = 5.57 при φ = 400 ° ПКВ. Розраховано силу діючу на коліно валу $R_к$ = 28,54 кН, силу, що діє на корінну шийку колінчастого валу $R_{кш1}$ = 14,27 кН. За результатами розрахунків встановлено сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна на номінальному режимі $M_{сум\ ср}$ = 82,88 Н·м та ефективний момент на номінальному режимі $M_е$ = 89,842 Н·м.

4 КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

4.1 Опис та робота агрегату

Двигун у проєктуванні – бензиновий, чотирьох-циліндровий з чотирьома тактами роботи та рідинним охолодженням. Розрахований агрегат призначений для автомобіля для невеликих навантажень та міського, заміського експлуатування. Головним критерієм була простота у ремонті, експлуатації, низька вартість та економічність пального.

Двигун надійно працює за наступних умов:

– атмосферного тиску – не нижче 90 кПа;

– температурі навколишнього повітря – у межах від –40 °С до + 40 °С;

– температурі палива перед інжектором – від –40 °С до +40 °С;

– запиленості повітря на впуску – не більше 0,04 г/м^3[6].

Головка блока циліндрів має верхній розподільний вал (SOHC) та по два клапани на циліндр, які приводяться в дію через коромисла. ГБЦ виготовлена з алюмінієвого сплаву АК9ч, що забезпечує високу теплопровідність, невелику масу та термостійкість. Масляний картер виготовлений зі штампованої низьковуглецевої сталі типу Ст3, що забезпечує необхідну механічну міцність, ударостійкість та низьку вартість виготовлення. Колінчастий вал виготовлено зі сталі 38ХНЗМФА, що забезпечує високу міцність, зносостійкість і термостійкість. Шатуни виконані з легованої сталі 45Г2, яка добре працює при циклічних і ударних навантаженнях, характерних для роботи поршневої групи.

Двигун з рідинним охолодженням, оснащений циркуляційним водяним насосом, термостатом та радіатором, що забезпечують підтримання оптимального теплового режиму. Система мащення — із мокрим картером та повнопотоковим масляним фільтром. Система живлення — з розподіленим упорскуванням пального, електронно керована. Запалювання — електронне, безконтактне[6].

У порівнянні з двигуном МеМЗ-307, модернізована конструкція має знижену масу приблизно на 3 кг завдяки використанню легших конструкційних матеріалів та оптимізації окремих вузлів[9]. Це дозволяє зменшити загальну масу силового агрегату, що позитивно впливає на динаміку транспортного засобу та зручність монтажу.

Загальний вигляд і тип конструкції бензинового двигуна, що проєктується, є звичайним для представників такого ж класу.

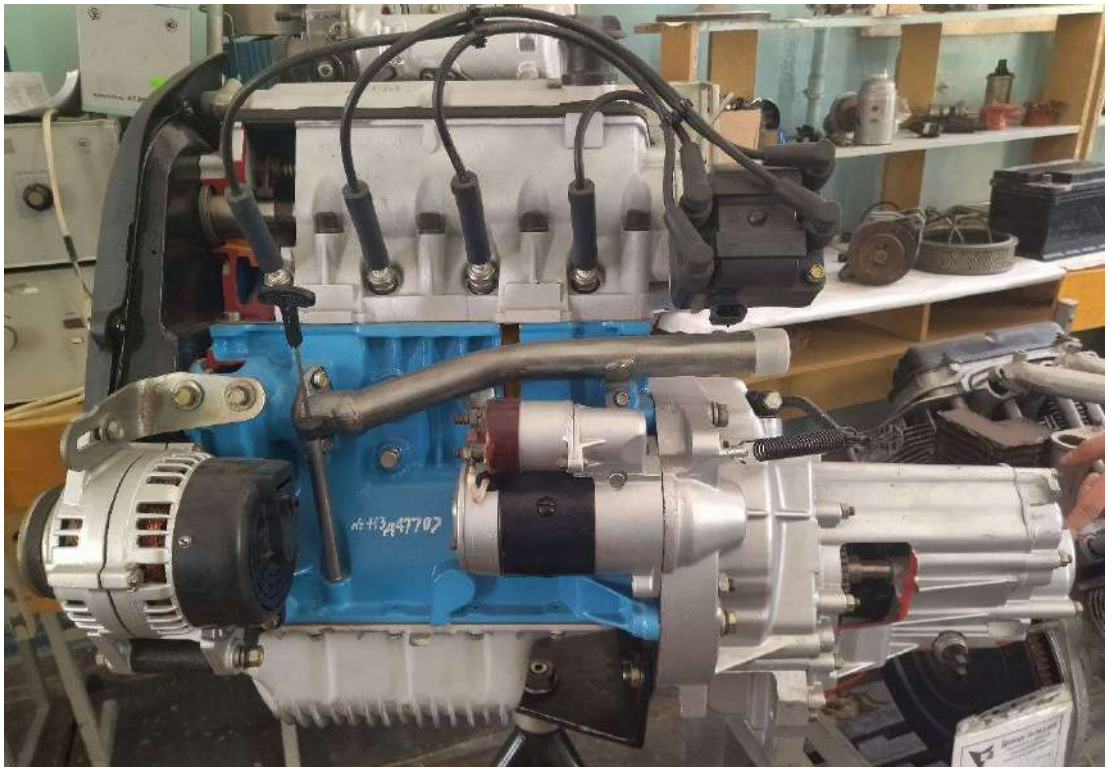


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд двигуна прототипа МеМЗ–307

Рисунок 4.2 – Вигляд збоку двигуна прототипа МеМЗ–307

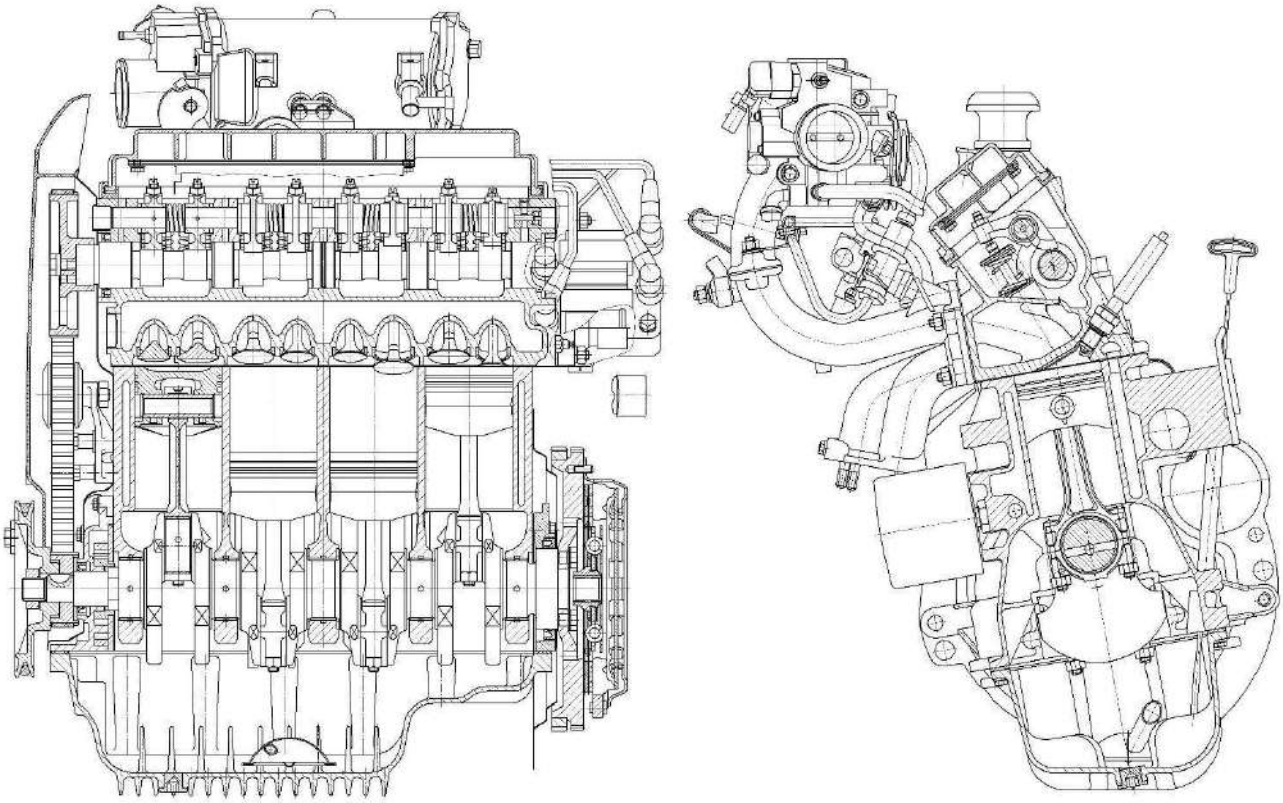


Рисунок 4.3- Загальний схематичний вигляд двигуна прототипа у розрізі

Таблиця 4.1 - Основні параметри та розміри прототипу та проєктованого двигуна

Показник або параметр	Величина	
	Двигун прототип МЕМЗ-307	Розрахунковий двигун
Тип двигуна	4-тактний, інжекторний, рідинне охолодження	
Число циліндрів	4	
Нахил циліндра від вертикалі, град	20	
Діаметр циліндра, мм	77	76,9
Хід поршня, мм	75	75,3
Робочий об'єм циліндра, $см^3$	1299	
Ступінь стиснення	9	
Номінальна потужність, кВт	54	53,6
Частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності, $хв^{-1}$	4000±100	5700±100
Частота обертання колінчастого валу, що відповідає максимальному обертальному моменту, $хв^{-1}$	5700±100	6500±100
Мінімально стійка частота обертання колінчастого валу на холостому ході, $хв^{-1}$	800±100	
Паливо	Бензин А92	Бензин А95
Ємність масляної системи, л	3,5	
Зазор між електродами свічки запалювання, мм	от 0,8 до 0,9	
Зазори між клапанами і коромислами, мм: – впускного клапана – випускного клапана	 0,10…0,15 0,15…0,20	
Маса сухого двигуна, кг,	98,5	95

5 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

5.1 Вибір системи живлення

Практично всі існуючі системи впорскування можна розділити на три основні групи за місцем впорскування легкого палива[5]:

– системи центрального впорскування, в яких одна електромагнітна форсунка здійснює безперервну подачу палива у впускний колектор над дросельною заслінкою, забезпечуючи паливом усі циліндри двигуна. У багатоциліндрових і V-подібних двигунах встановлюються дві форсунки над кожною дросельною заслінкою. За способом сумішоутворення дані системи найбільш близькі до систем подачі палива і сумішоутворення карбюраторних двигунів;

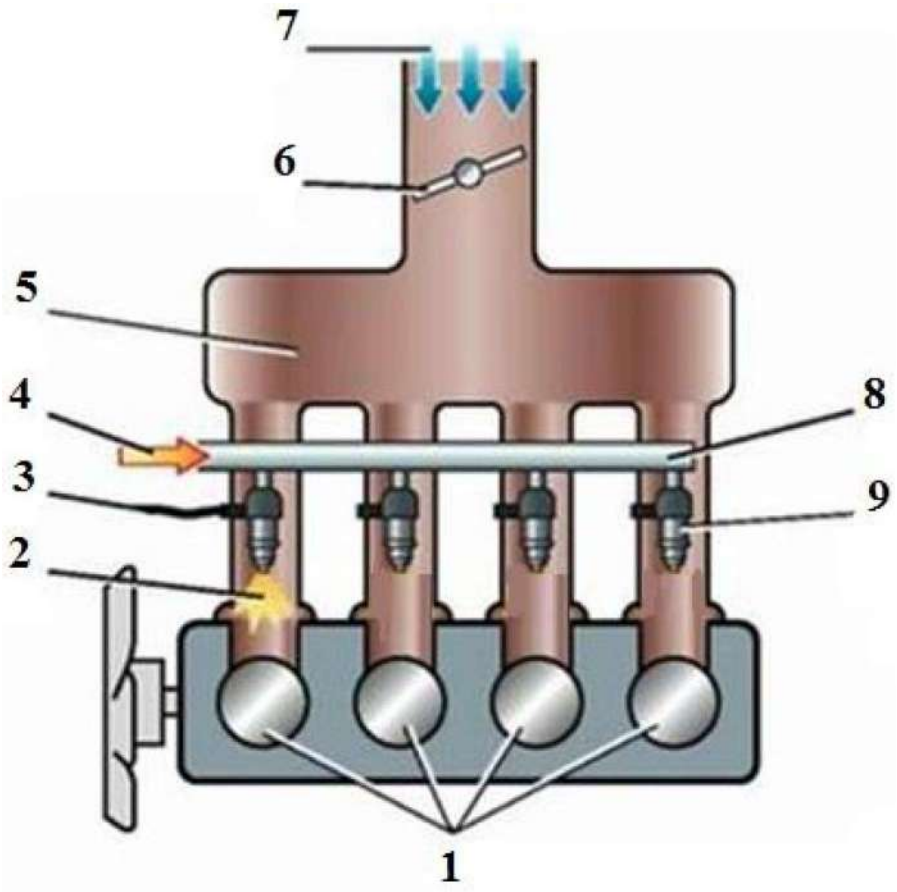
– системи розподільного впорскування над впускними клапанами (рис. 5.1). У цих системах можуть застосовуватися форсунки двох типів: електромагнітні форсунки циклового (дискретного) впорскування, а також форсунки безперервної дії;

– системи впорскування безпосередньо в порожнину циліндра. Ці системи відносяться до принципово нових систем бензинових двигунів з внутрішнім сумішоутворенням, аналогічних системам сумішоутворення дизелів[5].

Перевагою всіх систем впорскування легкого палива в порівнянні з карбюраторними двигунами є роздільна подача і регулювання кількості і якості палива і повітря, що дозволяє більш точно підтримувати необхідний склад паливо-повітряної суміші в кожен момент часу відповідно до постійно змінюваного режиму роботи двигуна.

Другою найважливішою перевагою систем впорскування є використання найостанніших досягнень науки, техніки і технології: електронні блоки управління, в тому числі мікропроцесорні, електромагнітні швидкодіючі

форсунки, найрізноманітніші датчики, які контролюють кількість і склад робочої суміші і відпрацьованих газів [5].



1 – циліндри двигуна; 2 – розпилюване паливо; 3 – високовольтні дроти; 4 – впуск палива; 5 – впускний колектор; 6 – дросельна заслінка; 7 – впуск повітря; 8 – паливна рампа; 9 – форсунка

Рисунок 5.1 – Система живлення розподіленого (багатоточкового) впорскування палива [6]

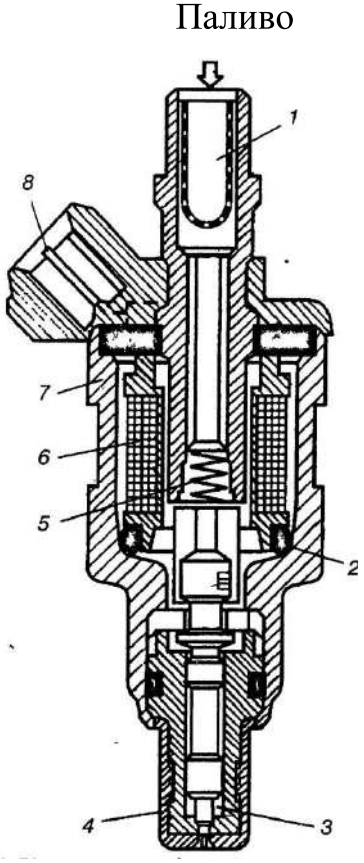
Зазначені переваги систем впорскування легкого палива дозволяють задовольняти зростаючі екологічні вимоги по скороченню токсичних викидів в атмосферу, економити паливо, підвищувати техніко-економічні й силові характеристики двигунів, знижувати їх масогабаритні параметри [7].

Разом з тим постійно зростає складність виготовлення двигунів, підвищуються вимоги до якості палива і мастильних матеріалів, ускладнюється

технологія виробництва, зростає кількість прецизійних деталей, вузлів, приладів і датчиків, які використовуються в двигунах, що безумовно підвищує як вартість самих двигунів, так і вартість автомобілів в цілому [7].

Системи розподіленого впорскування для 4-циліндрового двигуна мають 4 електромагнітних форсунок (рис. 5.2). Паливо під тиском 0,3…0,5 МПа, створюваним електричним насосом, подається до паливного акумулятора (рампа форсунок), звідки розпилюється тою чи іншою форсункою, відповідно до порядку роботи циліндрів, в проміжок часу, що відповідає відкриттю впускного клапана відповідного циліндра [2].

Головною перевагою систем розподіленого впорскування перед іншими є їх відносна простота і менша вартість елементів у порівнянні з системами безпосереднього впорскування [2].



1 – паливний фільтр; 2 – кільця ущільнювачів; 3 – замикає пристрій; 4 – сідло; 5 – пружина; 6 – електромагніт-соленоїд; 7 – корпус; 8 – електричний роз’єм

Рисунок 5.2 – Конструкція форсунки розподіленого впорскування [8]

5.2 Визначення октанового числа бензину

Розраховуємо рекомендоване октанове число бензину для проєктованого двигуна

$$ОЧ = 125{,}4 - \frac{413}{\varepsilon} + 0{,}183D = 125{,}4 - \frac{413}{9} + 0{,}183 \cdot 76{,}9 = 93{,}58, \quad (5.1)$$

де ε = 9 – ступінь стиснення;

D = 76,9 мм – діаметр циліндра.

Приймаємо октанове число бензину А95 ДСТУ 7687:2015. Зменшене значення октанового числа бензину відносно розрахованого потребує встановлення на двигуні датчика детонації. При виявленні детонації датчиком, він генерує сигнал, який передається на блок керування двигуном, і той зменшує кут випередження запалювання, тим самим усуваючи детонацію [4].

5.3 Розрахунок форсунки системи розподіленого впорскування

Вихідні дані:

p_c = 1,07 МПа – тиск у кінці стиску;

$p_{z_д} = 7{,}817$ МПа – дійсний тиск у кінці згоряння;

$n = 5700$ хв$^{-1}$ – частота обертання двигуна;

$\rho_т = 735$ кг/м^3 – щільність бензину А-95;

$\Delta\varphi = 31\,°$ ПКВ – тривалість подачі палива.

Об’єм палива, який впорскується форсункою за один робочий хід (циклова подача)

$$V_{ц} = \frac{N_e \cdot g_e \cdot 10^3}{30 \cdot n \cdot i \cdot \rho_т} = \frac{53{,}6 \cdot 280{,}6 \cdot 10^3}{30 \cdot 5700 \cdot 4 \cdot 0{,}735} = 29{,}91 \frac{мм^3}{цикл}, \quad (5.2)$$

де N_e = 53,6 кВт – ефективна потужність двигуна, кВт (з технічного завдання);

g_e = 280,6 г/(кВт·год) – ефективна питома витрата палива (з результатів теплового розрахунку);

i = 4 – кількість циліндрів двигуна.

Для 4-тактного двигуна з номінальною частотою обертання 5700 хв$^{-1}$ за 1 хв відбувається 5700/2 = 2580 циклів впорскування[8].

Тоді

$$V_{ц} = \frac{29{,}91 \cdot 2850}{1000} = 85{,}24 \frac{см^3}{хв}.$$

При густині бензину $\rho_т = 735$ кг/м^3 = 0,735 г/см^3 масова циклова подача форсунки складає

$$V_{ц(мас.)} = \rho_т \cdot V_{ц} = 0{,}735 \cdot 85{,}24 = 62{,}651 \text{ г/хв}. \quad (5.3)$$

Час витікання палива

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi}{(6n)} = \frac{31}{(6 \cdot 5700)} = 0{,}000906 \text{ с}. \quad (5.4)$$

Середній тиск газів у циліндрі в період впорскування

$$p_{ц} = \frac{(p_c + p_{z_д})}{2} = \frac{(1{,}07 + 7{,}817)}{2} = 4{,}44 \text{ МПа}. \quad (5.5)$$

Середня швидкість витікання палива через сопловий отвір

$$\mathcal{W}_ф = \sqrt{\frac{2}{\rho_т}\left(p_ц - p_ф\right) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{735} \cdot (4{,}44 - 0{,}3) \cdot 10^6} = 106{,}13 \text{ м/с}, \quad (5.6)$$

де $p_ф = 0{,}3$ МПа – середній тиск розпилювання.

Сумарна площа соплових отворів

$$f_c = \frac{V_ц}{\mu_ф \cdot w_ф \cdot \Delta t \cdot 10^3}, \quad (5.7)$$

$$f_c = \frac{85{,}24}{0{,}7 \cdot 106{,}13 \cdot 0{,}000906 \cdot 10^3} = 1{,}26642 \text{мм}^2,$$

де $\mu_ф = 0{,}7$ – коефіцієнт витрати палива.

Діаметр соплового отвору

$$d_c = \sqrt{4f_c/(\pi m)} = \sqrt{4 \cdot 1{,}26642/(3{,}14 \cdot 4)} = 0{,}423 \text{ мм}, \quad (5.8)$$

де m = 4 – кількість соплових отворів.

За отриманим значенням циклової подачі палива $V_ц$ = 85,24 см^3/хв з каталогу бензинових форсунок [2] для проєктованого двигуна вибираємо паливні форсунки ЗАЗ Simens 6238 2110-1132010 (рисунок 5.3) з наступними характеристиками:

– тип Siemens Deka 6238;

– типорозмір (довжина – 65 мм, діаметр – 14 мм);

– кількість розпилюючи отворів – 4 шт.;

– тиск палива робочий – 3.0 атм;

– тиск палива максимальний – 4.0 атм;

– паливоподача (н-гептан) при робочому тиску – 145 г/хв (175 см^3/хв);

– опір – 12 Ом;

– максимальна напруга бортової мережі – 16 В;

– допустима температура палива (максимальна) – 95 °C;

– температурний режим роботи – від −40 °C до +120 °C.

Рисунок 5.3 – Паливна форсунка Siemens Deka 6238 [2]

5.4 Висновки за розділом

Для 4-циліндрового двигуна потужністю 53,6 кВт вибрано систему розподіленого впорскування з тиском палива 0,3 МПа. Розраховано октанове число з урахуванням ступеня стиснення ε = 9 та діаметра циліндра D = 76,9 мм, рекомендовано бензин А-95. Циклова подача форсунки становить $V_ц$ = 85,24 см³/хв, масова $V_{ц(мас)}$ = 62,651 г/хв при густині палива $\rho_т$ = 0,735 г/см³. Обрано форсунку Siemens Deka 6238 з робочим тиском 3 атм і продуктивністю 175 см³/хв.

Розрахунки доводять доцільність використання цієї системи для забезпечення ефективної, стабільної та економічної роботи двигуна.

6 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ШАТУНА

Розрахунковими елементами шатунної групи є: поршнева головка, кривошипна головка, стрижень шатуна (див. рис. 6.1). Розрахунок виконуємо за методикою [12].

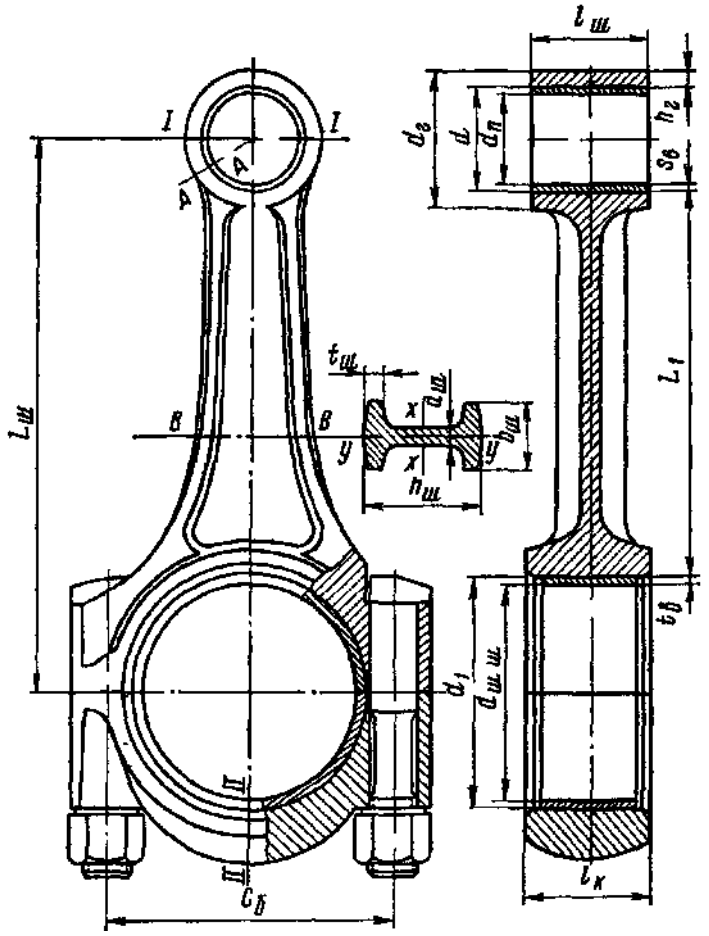


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема шатунної групи [12]

6.1 Розрахунок поршневої голівки шатуна

З теплового та динамічного розрахунків маємо:

– максимальний тиск згоряння P_z = 7,842 МПа при n = 5700 хв$^{-1}$, φ = 367 °;

– маса поршневої групи $m_п$ = 0,440 кг;

– маса шатунної групи $m_ш$ = 0,742 кг;

– $n_{x.x.max}$ = 6500 хв$^{-1}$;

– хід поршня S = 0,0753 м;

– площа поршня $F_п$ = 0,00464 м^2;

– відношення λ = R/L = 0,25.

Зі складальних креслень шатуна та двигуна маємо:

– діаметр поршневого пальця $d_п$ = 0,020 м;

– довжина поршневої головки шатуна $l_ш$ = 0,016 м;

– зовнішній діаметр головки $d_г$ = 0.029 м;

– внутрішній діаметр головки d = 0.022 м;

– радіальна товщина стінки голівки $h_г = (d_г-d)/2$ = 0,0035 мм;

– радіальна товщина стінки втулки $S_в$ = 1 мм.

Матеріал шатуна – конструкційна легована сталь 45Г2,

$E_ш$ = 220000 МПа, $α_г$ = 0,00001 1/К.

Для сталі 45Г2:

– межа міцності $σ_в$ = 800 МПа;

– межа втоми при згинанні $σ_{-1}$ = 400 МПа;

– межа втоми при розтягуванні-стиску $σ_{в-1р}$ = 210 МПа;

– межа текучості $σ_т$ = 450 МПа;

– коефіцієнт приведення циклу при згинанні $α_σ$= 0,16;

– коефіцієнт приведення при розтягуванні-стисненні $α_σ$ = 0,12.

Матеріал втулки – бронза БраЖ9,

$E_В$=115000 МПа, $α_в$ = 0,000018 1/К.

Напруження при згинанні

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_т} = \frac{400}{450} = 0{,}8. \qquad (6.1)$$

Напруження при розтягуванні-стисканні

$$\beta_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_T} = \frac{210}{450} = 0{,}46. \quad (6.2)$$

Розрахунок перерізу I – I

Максимальна напруження пульсуючого циклу

$$\sigma_{max} = \frac{(m_п + m_{в.г}) \cdot \omega^2_{х.х.max} \cdot R \cdot (1+\lambda) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot h_г \cdot l_ш}, \quad (6.3)$$

$$\sigma_{max} = \frac{(0{,}440+0{,}044) \cdot 680{,}3^2 \cdot 0{,}037 \cdot (1+0{,}25) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 0{,}0035 \cdot 0{,}016} = 92{,}49 \text{ МПа},$$

де $m_{в.г.} = 0{,}06 m_ш = 0{,}06 \cdot 0{,}742 = 0.044$ кг – маса частини головки вище за переріз I-I,

$$\omega_{х.х.max} = \frac{\pi \cdot n_{Х.Х.МАХ}}{30}, \quad (6.4)$$

$$\omega_{х.х.max} = \frac{3{,}14 \cdot 6500}{30} = 680{,}3 \text{ рад/с}.$$

Середня напруга та амплітуда напруг

$$\sigma_{m0} = \sigma_{a0} = \frac{\sigma_{max}}{2}, \quad (6.5)$$

$$\sigma_{m0} = \frac{92{,}49}{2} = 46{,}245 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{\sigma_{a0} \cdot k_\sigma}{\varepsilon_м \cdot \varepsilon_п}, \quad (6.6)$$

$$\sigma_{ak0} = \frac{46{,}245 \cdot 1{,}272}{1 \cdot 0{,}9} = 65{,}359 \text{ МПа},$$

де k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напруги,

$$k_\sigma = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4} (\sigma_в - 400), \quad (6.7)$$

$$k_\sigma = 1{,}2 + 1{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot (800 - 400) = 1{,}272,$$

$\varepsilon_M = 1$ – масштабний коефіцієнт,

$\varepsilon_п = 0{,}9$ – коефіцієнт поверхневої чутливості (полірування без поверхневого зміцнення).

Так як $\frac{\sigma_{ak0}}{\sigma_{m0}} = \frac{65{,}359}{46{,}245} = 1.41 < \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1-\beta_\sigma)} = \frac{(0{,}8-0{,}16)}{(1-0{,}8)} = 3{,}2$, то запас міцності перерізу I-I визначається за межею втоми

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{ak0} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{m0}}, \tag{6.8}$$

$$n_\sigma = \frac{210}{65{,}359 + 0{,}16 \cdot 46{,}245} = 2{,}88.$$

Напруження від запресованої втулки

Сумарний натяг

$$\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t, \tag{6.9}$$

$$\Delta_\Sigma = 0{,}04 + 0{,}02 = 0{,}06 \text{ мм},$$

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

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_в - \alpha_г) \cdot \Delta T, \tag{6.10}$$

$$\Delta_t = 22 \cdot (1{,}8 \cdot 10^{-5} - 1{,}0 \cdot 10^{-5}) \cdot 115 = 0{,}020 \text{ мм},$$

де ΔT – середня температура підігріву головки та втулки.

Питомий тиск на поверхні контакту втулки з головкою:

$$P = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left[\frac{\frac{d_г^2 + d^2}{d_г^2 - d^2} + \mu}{E_ш} + \frac{\frac{d^2 + d_п^2}{d^2 - d_п^2} - \mu}{Eв} \right]}, \quad (6.11)$$

$$P = \frac{0.06}{22 \cdot \left[\frac{\frac{29^2+22^2}{29^2-22^2}+0,27}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{\frac{22^2+20^2}{22^2-20^2}-0,27}{1,15 \cdot 10^5} \right]} = 28,57 \text{ МПа},$$

де $\mu = 0,27$ – коефіцієнт Пуассона.

Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_a^{'} = \frac{P \cdot 2 \cdot d^2}{d_г^2 - d^2}, \quad (6.12)$$

$$\sigma_a^{'} = \frac{28,57 \cdot 2 \cdot 22^2}{29^2 - 22^2} = 77,46 \text{ МПа}.$$

Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

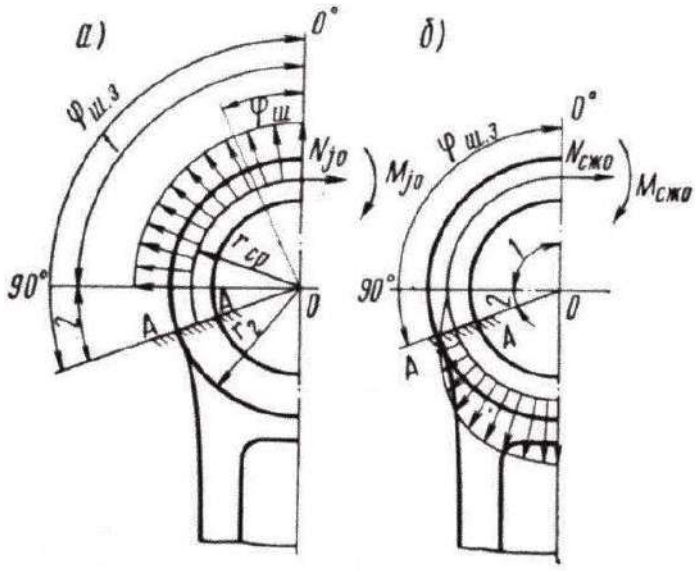
$$\sigma_i^{'} = \frac{P \cdot \left(d_г^2 + d^2\right)}{d_г^2 - d^2}, \quad (6.13)$$

$$\sigma_i^{'} = \frac{28,57 \cdot (29^2 + 22^2)}{29^2 - 22^2} = 106,03 \text{ МПа}.$$

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

Розрахунок перерізу А – А

Розрахункова схема перерізу А-А шатуна показана на рисунку 6.2.



а) б)

а – при розтягуванні; б – при стисканні

Рисунок 6.2 – Розрахункова схема поршневої головки шатуна [12]

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

$$P_{jп} = -m_п \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1+\lambda), \quad (6.14)$$

$$P_{jп} = -0{,}440 \cdot 0{,}037 \cdot 596{,}6^2(1+0{,}25) = -7243{,}20 \text{ Н},$$

де $\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 5700}{30} = 596{,}6$ рад/с.

Нормальна сила та згинальний момент у перерізі 0 – 0

$$N_{j0} = -P_{jn} \cdot (0{,}572 - 0{,}0008 \cdot \varphi_{ш.з.}), \quad (6.15)$$

$$N_{j0} = -(-7{,}243) \cdot (0{,}527 - 0{,}0008 \cdot 115) = 3{,}150 \text{ кН},$$

$$M_{j0} = -P_{jn} \cdot r_{ср} \cdot (0{,}00033 \cdot \varphi_{ш.з.} - 0{,}0297), \quad (6.16)$$

$$M_{j0} = -(-7243{,}20) \cdot 0.01275 \cdot (0{,}00033 \cdot 115 - 0{,}0297) = 0{,}761 \text{ Н·м},$$

де $\varphi_{ш.з.} = 115^0$ – кут заділки,

$$r_{ср} = \frac{d_г + d}{4}, \tag{6.17}$$

$$r_{ср} = \frac{0{,}029+0{,}022}{4} = 0.01275 \text{ мм.}$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від розтягуючої сили

$$N_{j\varphi_{Ш.З.}} = N_{j0} \cdot \cos\varphi_{ш.з.} - 0{,}5 \cdot P_{jп} \cdot (\sin\varphi_{ш.з.} - \cos\varphi_{ш.з.}), \tag{6.18}$$

$$N_{j\phi_{Ш.З.}} = 3{,}150 \cdot \cos 115^0 - 0{,}5 \cdot (-7{,}243) \cdot (\sin 115^0 - \cos 115^0) =$$

$$= 3{,}577 \text{ кН},$$

$$M_{j\varphi_{ш.з.}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{ср} \cdot (1 - \cos\varphi_{ш.з.}) + \\ + 0{,}5 \cdot P_{jп} \cdot r_{ср} \cdot (\sin\varphi_{ш.з.} - \cos\varphi_{ш.з.}), \tag{6.19}$$

$$M_{j\phi_{ш.з.}} = 0{,}761 + 3{,}150 \cdot 0{,}01275 \cdot (1 - \cos 115^0) +$$

$$+0{,}5 \cdot (-7{,}243) \cdot 0{,}01275 \cdot (\sin 1\,15^0 - \cos 1\,15^0) = 0{,}755 \text{ Н·м.}$$

Напруження на зовнішньому волокні від сили, що розтягує

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot M_{j\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_г}{h_г \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_г)} + K \cdot N_{j\varphi_{ш.з.}}\right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_ш \cdot h_г}, \tag{6.20}$$

$$\sigma_{aj} = \left[2 \cdot 0{,}755 \cdot \frac{6 \cdot 0.01275 + 0{,}0035}{0{,}0035 \cdot (2 \cdot 0{,}01275 + 0.0035)} + 0{,}87 \cdot 3{,}577\right] \times$$

$$\times \frac{10^{-6}}{0{,}016 \cdot 0.0035} = 204{,}21 \text{ МПа},$$

де

$$K = \frac{E_ш \cdot F_г}{E_ш \cdot F_г + E_в \cdot F_в}, \quad (6.21)$$

$$K = \frac{2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 112}{2{,}2 \cdot 10^5 \cdot 112 + 1{,}15 \cdot 10^5 \cdot 32} = 0{,}87,$$

$$F_в = (d - d_п) \cdot l_ш, \quad (6.22)$$

$$F_в = (22 - 20) \cdot 16 = 32 \text{ мм}^2,$$

$$F_г = (d_г - d) \cdot l_ш, \quad (6.23)$$

$$F_г = (29 - 22) \cdot 16 = 112 \text{ мм}^2.$$

Сумарна сила, що стискає головку

$$P_{сж} = (P_{zд} - P_0) \cdot F_п - m_п \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (6.24)$$

$$P_{сж} = (7{,}817 - 0{,}101) \cdot 4{,}6421 \cdot 10^6 - 0{,}440 \cdot 0{,}037 \cdot 596{,}6^2 \times$$
$$\times (\cos 366^0 + 0{,}25 \cdot \cos 732^0) = 37{,}292 \text{ кН}.$$

Нормальна сила та згинальний момент у розрахунковому перерізі від стискаючої сили

$$N_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin\varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{ш.з.} \right) \right], \quad (6.25)$$

$$N_{сж\phi_{ш.з.}} = 37{,}292 \cdot \left[0{,}0018 + \left(\frac{\sin 115}{2} - \frac{115}{3{,}14} \cdot \sin 115 - \frac{1}{3{,}14} \cdot \cos 1\,15 \right) \right] =$$
$$= -1269{,}7 \text{ кН},$$

$$M_{сж\varphi_{ш.з.}} = P_{сж} \cdot r_{ср} \cdot \left[\begin{array}{l} \frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cdot (1 - \cos\varphi_{ш.з.}) - \\ - \left(\frac{\sin\varphi_{ш.з.}}{2} - \frac{\varphi_{ш.з.}}{\pi} \cdot \sin\varphi_{ш.з.} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos\varphi_{ш.з.} \right) \end{array} \right], \quad (6.26)$$

$$M_{сж\phi_{ш.з.}} = 37{,}292 \cdot 0{,}01275 \cdot (0{,}0006 + 0{,}0018 \cdot (1 - \cos 115) -$$
$$- \left(\frac{\sin 115}{2} - \frac{115}{3{,}14} \cdot \sin 115 - \frac{1}{3{,}14} \cdot \cos 115 \right)) = 16{,}190 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} = 0{,}0018,\ \frac{M_{сж0}}{P_{сж} \cdot r_{ср}} = 0{,}00060$ [5].

Напруження у зовнішньому волокні від стискаючої сили

$$\sigma_{асж} = \left[2 \cdot M_{сж\varphi_{ш.з.}} \cdot \frac{6 \cdot r_{ср} + h_г}{h_г \cdot (2 \cdot r_{ср} + h_г)} + K \cdot N_{сж\varphi_{ш.з.}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_ш h_г}, \quad (6.27)$$

$$\sigma_{асж} = \left[2 \cdot 16{,}190 \cdot \frac{6 \cdot 0{,}01275 + 0{,}0035}{0{,}0035 \cdot (2 \cdot 0{,}01275 + 0{,}0035)} + 0.87 \cdot (-1269{,}7) \right] \times$$

$$\times \frac{10^{-6}}{0{,}016 \cdot 0{,}0035} = 415{,}072 \text{ МПа}.$$

Максимальне та мінімальне напруження асиметричного циклу

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{aj}, \quad (6.28)$$

$$\sigma_{max} = 77{,}46 + 204{,}21 = 281{,}67 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{асж}, \quad (6.29)$$

$$\sigma_{min} = 77{,}46 + 415{,}072 = 492{,}532 \text{ МПа}.$$

Середнє напруження та амплітуда напружень

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \quad (6.30)$$

$$\sigma_m = \frac{281{,}67 + 492{,}532}{2} = 387{,}101 \text{ МПа},$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \quad (6.31)$$

$$\sigma_a = \frac{281{,}67 - 492{,}532}{2} = -105{,}43 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ak} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_м \cdot \varepsilon_п}, \quad (6.32)$$

$$\sigma_{ak} = \frac{-105{,}43 \cdot 1{,}272}{1 \cdot 0{,}9} = -149 \text{ МПа}.$$

Так як $\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_m} = \frac{-149}{387{,}101} = -0{,}38 \quad \langle \quad \frac{(\beta_\sigma - \alpha_\sigma)}{(1-\beta_\sigma)} = 3{,}4$, то запас міцності в перерізі А – А визначається за межею текучості

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ak} + \sigma_m}, \tag{6.33}$$

$$n_\sigma = \frac{450}{-149+387{,}101} = 1{,}88.$$

6.2 Розрахунок кривошипної головки шатуна

З динамічного розрахунку та розрахунку поршневої головки шатуна маємо:

– радіус кривошипу R = 0,037 м;

– маса поршневої групи $m_п$ = 0,440 кг;

– маса шатунної групи $m_ш$ = 0,742 кг;

– маси деталей що здійснюють зворотно-поступальний рух $m_{шп}$= 0,625 кг;

– маси деталей, що здійснюють обертальний рух $m_{шк}$ = 1,02 кг;

– кутова швидкість ω = 596,6 рад/с;

– співвідношення λ= 0,25;

– діаметр шатунної шийки $d_{ш.ш.}$ = 0,044 м;

– товщина стінки вкладиша $t_в$ = 3 мм;

– відстань між шатунними болтами $c_б$ = 0,067 м;

– довжина кривошипної головки $l_к$ = 0,025 м.

Максимальна сила інерції

$$P_{jp} = -\omega^2_{x.x.max} \cdot R\left[\left(m_п + m_{ш.п}\right)\cdot\left(1+\lambda\right)+\left(m_{ш.к} - m_{кр}\right)\right]\cdot 10^{-6}, \qquad (5.58)$$

$$P_{jp} = -680,3^2 \cdot 0,037 \cdot [(0,440 + 0,625) \cdot (1 + 0,25) + (1,02 - 0,2)] \times$$

$$\times 10^{-6} = -0,036 \text{ кН},$$

де $m_{кр}=0,27 \cdot m_ш=0,27 \cdot 0,742 = 0.2$ кг – маса кришки кривошипної головки.

Момент опору розрахункового перерізу

$$W_{из} = \frac{l_k \cdot \left(0,5 \cdot c_б - r_1\right)^2}{6}, \qquad (6.34)$$

$$W_{из} = \frac{0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,067 - 0,025)^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 3,01 \cdot 10^{-8} м^3,$$

де

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2 \cdot t_в), \qquad (6.35)$$

$$r_1 = 0,5 \cdot (0,044 + 2 \cdot 0,003) = 0.025 \text{ м}.$$

Момент інерції вкладки та кришки

$$J_в = l_k \cdot t_в^3, \qquad (6.36)$$

$$J_в = 0,025 \cdot 0,003^3 = 6,75 \cdot 10^{-10} м^4,$$

$$J = l_k \cdot \left(0,5 \cdot c_б - r_1\right)^3, \qquad (6.37)$$

$$J = 0,025 \cdot (0,5 \cdot 0,067 - 0,025)^3 = 1,535 \cdot 10^{-8} м^4.$$

Напруження вигину кришки та вкладиша

$$\sigma_{из} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0{,}023 \cdot c_б}{\left(1 + \frac{J_в}{J}\right) \cdot W_{из}} + \frac{0{,}4}{F_г} \right], \quad (6.38)$$

$$\sigma_{из} = -0{,}036 \cdot \left[\frac{0{,}023 \cdot 0{,}067}{\left(1 + \frac{6{,}75 \cdot 10^{-10}}{1{,}535 \cdot 10^{-8}}\right)} + \frac{0{,}4}{0{,}24 \cdot 10^{-3}} \right] = -293{,}672 \text{ МПа},$$

де

$$F_г = l_к \cdot 0{,}5 \cdot (c_б - d_{ш.ш.}), \quad (6.39)$$

$$F_г = 0{,}025 \cdot 0{,}5 \cdot (0{,}067 - 0{,}044) = 0{,}28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Значення $\sigma_{из}$ змінюється в межах 100...300 МПа – умова виконується [14].

6.3 Розрахунок стрижня шатуна

З динамічного розрахунку маємо:

– $P_{сж} = 37292$ Н при $\varphi = 366$ °;

– $P_р = 85850{,}5$ Н при $\varphi = 0$ °.

З урахуванням конструкції шатуна проєктованого двигуна приймаємо:

– довжина шатуна $L_ш = 0{,}148$ м;

– $b_ш = 14$ мм;

– $a_ш = 3$ мм;

– $h_ш = 24$ мм.

З розрахунків поршневої та кривошипної головок:

– $d = 0{,}022$ м;

– $d_1 = 0{,}050$ м.

Площа та моменти інерції розрахункового перерізу В – В

$$F_{ср} = h_ш \cdot b_ш - (b_ш - a_ш) \cdot (h_ш - 2 \cdot t_ш), \quad (6.40)$$

$$F_{ср} = 0{,}024 \cdot 0{,}014 - (0{,}014 - 0{,}003) \cdot (0{,}024 - 2 \cdot 0{,}003) = 0{,}000138 \text{ м}^2,$$

$$J_x = \frac{b_ш \cdot h_ш^3 - (b_ш - a_ш) \cdot (h_ш - 2 \cdot t_ш)^3}{12}, \quad (6.41)$$

$$J_x = \frac{0{,}014 \cdot 0{,}024^3 - (0{,}014 - 0{,}003) \cdot (0{,}024 - 2 \cdot 0{,}003)^3}{12} = 1{,}078 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$J_y = \frac{h_ш \cdot b_ш^3 - (h_ш - a_ш) \cdot (b_ш - 2 \cdot t_ш)^3}{12}, \quad (6.42)$$

$$J_y = \frac{0{,}024 \cdot 0{,}014^3 - (0{,}024 - 0{,}003) \cdot (0{,}014 - 2 \cdot 0{,}003)^3}{12} = 4{,}592 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Максимальна напруга від стискаючої сили

а) у площині гойдання шатуна

$$\sigma_{max\,x} = \frac{K_x \cdot P_{сж}}{F_{ср}} = \frac{1{,}147 \cdot 37292}{0{,}000138} = 309{,}95 \text{ МПа}, \quad (6.43)$$

де

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш} \cdot \frac{L_ш^2}{J_x} \cdot F_{ср}, \quad (6.44)$$

$$K_x = 1 + \frac{1140}{3{,}14^2 \cdot 2{,}2 \cdot 10^5} \cdot \frac{0{,}148^2}{1{,}078 \cdot 10^{-8}} \cdot 0{,}000138 = 1{,}147,$$

де $\sigma_e = \sigma_в = 1140$ МПа – межа пружності матеріалу шатуна,

б) у площині, перпендикулярній площині гойдання шатуна

$$\sigma_{max\,y} = \frac{K_y \cdot P_{сж}}{F_{ср}}, \quad (6.45)$$

$$\sigma_{max\,y} = \frac{1{,}058 \cdot 37292}{0{,}000138} = 285{,}9 \text{ МПа},$$

де

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_ш} \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot J_y} \cdot F_{ср}, \quad (6.46)$$

$$K_y = 1 + \frac{1140}{3{,}14^2 \cdot 2{,}2 \cdot 10^5} \cdot \frac{0{,}122^2}{4 \cdot 4{,}592 \cdot 10^{-9}} \cdot 0{,}000138 = 1{,}058,$$

$$L_1 = L_ш - \frac{d + d_1}{2}, \quad (6.47)$$

$$L_1 = 158 - \frac{22+50}{2} = 122 \text{ мм}.$$

Значення $\sigma_{\max x}$ и $\sigma_{\max y}$ не повинні перевищувати 350 МПа – умова виконується.

Мінімальне напруження від сили, що розтягує

$$\sigma_{min} = \frac{P_p}{F_{ср}}, \quad (6.48)$$

$$\sigma_{min} = \frac{85850}{0{,}000138} = 622{,}1 \text{ МПа}.$$

Середні напруження та амплітуди циклу

$$\sigma_{mx} = \frac{(\sigma_{\max x} + \sigma_{min})}{2}, \quad (6.49)$$

$$\sigma_{mx} = \frac{309{,}95+622{,}1}{2} = 466{,}025 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{my} = \frac{(\sigma_{\max y} + \sigma_{min})}{2}, \quad (6.50)$$

$$\sigma_{my} = \frac{285{,}9+622{,}1}{2} = 454{,}025 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(\sigma_{\max x} - \sigma_{min})}{2}, \quad (6.51)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{309{,}95-622{,}1}{2} = -156{,}075 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\left(\sigma_{\max y} - \sigma_{\min}\right)}{2}, \quad (6.52)$$

$$\sigma_{ay} = \frac{285{,}9 - 622{,}1}{2} = -168{,}1 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{akx} = \frac{\sigma_{ax} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{м} \cdot \varepsilon_{n}}, \quad (6.53)$$

$$\sigma_{akx} = \frac{-156{,}075 \cdot 1{,}272}{1 \cdot 0{,}9} = -220{,}58 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{aky} = \frac{\sigma_{ay} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{м} \cdot \varepsilon_{n}}, \quad (6.54)$$

$$\sigma_{aky} = \frac{-168{,}1 \cdot 1{,}272}{1 \cdot 0{,}9} = -237{,}58 \text{ МПа}.$$

Так як $\frac{\sigma_{akx}}{\sigma_{mx}} = \frac{-220{,}58}{466{,}025} = -0{,}47 \quad \rangle \quad \frac{(\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{(1 - \beta_{\sigma})} = 3{,}4$, то запас міцності в перерізі В - В визначається за межі втоми

$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{akx} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx}}, \quad (6.55)$$

$$n_{\sigma x} = \frac{400}{-220{,}58 + 0{,}12 \cdot 466{,}025} = 2{,}42,$$

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{aky} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my}}, \quad (6.56)$$

$$n_{\sigma y} = \frac{400}{-237{,}58 + 0{,}12 \cdot 454{,}025} = 2{,}184.$$

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

6.4 Висновки за розділом

У цьому розділі було виконано розрахунок міцності шатуна спроєктованого двигуна внутрішнього згорання. Аналіз показав, що всі основні елементи шатуна мають достатній запас міцності та здатні працювати під підвищеними навантаженнями, що відповідає вимогам надійності двигуна.

Шатун виготовлений зі сталі 45Г2 з пружністю $E_ш$ = 220000 МПа, втулка з бронзи БраЖ9 з пружністю $E_в$ = 115000 МПа, що забезпечує необхідні механічні властивості при взаємодії з іншими деталями кривошипно-шатунного механізму. Окремо було розраховано та проаналізовано елементи: поршнева головка шатуна, кривошипна головка шатуна, стрижень шатуна.

7 ВИСНОВКИ

Відповідно у рамках завдання, розроблено проєкт бензинового 4-циліндрового двигуна номінальною ефективною потужністю 54 кВт при 5700 $хв^{-1}$ призначений для встановлення на легковий автомобіль, орієнтований на щоденну експлуатацію в умовах міста та заміських поїздок. В якості прототипу прийнятий двигун МЕМЗ-307, характеристики якого близькі до технічного завдання на проєкт. Основними вимогами до конструкції була паливна економічність, простота в обслуговуванні, довговічність та низька вартість.

Наступним кроком був розрахунок термодинамічного циклу ДВЗ за допомогою комп'ютерної програми Engine Calculation. За підсумками теплового розрахунку визначено ключові параметри процесу такі як максимальний тиск у циліндрі який складає p_{max} = 7,627 Мпа, а також максимальна температура T_{max} = 3499,12 К (при куті φ = 370 ° ПКВ). Розрахована потужність на номінальному режимі, яка дорівнює N_e = 53,6 кВт. До розрахунку отримано циклові і питомі індикаторні показники двигуна: середній індикаторний тиск p_i = 1,125 МПа , індикаторний ККД η_i = 0,506, питома індикаторна витрата палива g_i = 204,,85 г/(кВт·год), які пройшли перевірку у порівняні з іншими двигунобудівними фірмами. Окремо обчислено індикаторну роботу одного циклу яка складає L_i = 386,61 Дж/цикл.

Розраховані ефективні показники:

– середній ефективний тиск p_e = 0,821 МПа;
– питома ефективна витрата палива g_e = 280,6 г/(кВт·год);
– ефективний ККД η_e = 0,369.

Після чого побудовано індикаторні діаграми тиску p-V та температури T-V, які ілюструють зміну стану робочого тіла в циліндрі протягом циклу.

У наступному розділі було проведено динамічний розрахунок у якому знайдено параметри основної сили, що діють на його елементи:

– осьова сила P на поршень;
– бічна сила N на поршень;
– сила S вздовж осі шатуна;
– тангенціальна сила T на кривошип;
– нормальна сила K на кривошип.

Побудовано діаграми зміни цих сил від кута повороту колінчастого валу, індикаторного обертального моменту для першого циліндра, сумарного індикаторного обертального моменту на валу двигуна, навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах.

Для виконання розрахунків виконано приведення мас елементів кривошипно-шатунного механізму до ключових точок механізму після чого визначено сили інерції обертальних мас та сили $R_{шш}$, що діють на шатунну шийку двигуна. Побудовано полярну діаграму сили $R_{шш}$ від кута повороту φ. Пораховано максимальне і мінімальне значення $R_{шш\ max}$ = 16 кН (при куті φ = 0 ° ПКВ), $R_{шш\ min}$ = 5.57 (при куті φ = 400 ° ПКВ).

Розраховано силу діючу на коліно валу Rк = 28,54 кН та силу що діє на корінну шийку колінчастого валу $R_{кш1}$ = 14,27 кН. За результатами розрахунків розділа встановлено сумарний середній обертальний момент на вихідному валу двигуна на номінальному режимі $M_{сум\ ср}$ = 82,88 Н·м та ефективний момент на номінальному режимі M_e = 89,842 Н·м.

Виконано конструювання двигуна, розроблено креслення з повздовжнім та поперечним перерізом на аркуші формату А1. Також для спроєктованого двигуна, було обрано матеріали, опираючись на каталоги, таким чином для шатуна легована сталь 45Г2 та бронза БраЖ9 для втулки. Проєктований двигун має верхній розподільний вал та по два клапани на циліндр, оснащений двигун рідинним охолодженням та розподіленим впорскуванням пального. За рахунок міцності вдалось оптимізувати масу та зменшити її в порівнянні з прототипом.

Для живлення двигуна вибрано систему розподіленого впорскування з

тиском палива 0,3 МПа. Розраховано октанове число з урахуванням ступеня стиснення та діаметра циліндра. Також розраховано циклову подачу форсунки яка становить $V_ц$ = 85,24 см³/хв та масову циклову подачу $V_{ц(мас)}$ = 62,651 г/хв при густині палива $\rho_т$ = 0,735 г/см³. Користуючись літературою обрано форсунку Siemens Deka 6238 з робочим тиском в 3 атм і продуктивністю 175 см³/хв.

Виконано розрахунок на міцність шатуна довжиною 0,148 м. Досліджено напруження в:

- поршневій головці;
- кривошипній головці;
- стрижні шатуна.

В якості матеріалу застосовано леговану сталь 45Г2, яка забезпечує необхідні механічні властивості для надійної роботи вузла. Розрахункові напруження в усіх зонах не перевищують допустимих значень, що свідчить про достатню міцність елементів. За результатами розрахунків виконано креслення шатуна на аркуші формату А1.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. 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 : II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. : Матеріали. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. С. 96–97.

2. Слинько В. В., Зайцев М. П. Форсунки інжекторних систем двигунів автомобілів виробництва «АВТОЗАЗ» // Тиждень науки-2025. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 18 квітня 2025 р. : тези доп. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2025. [Подано до друку]

3. Slynko G., Sukhonos R., Ivanov P. Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. С. 74–75.

4. Методичні вказівки до курсового проєкту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання» всіх форм навчання / Укл. : Г. І. Слинько, Я. О. Єгоров. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2015. 50 с.

5. Паливна система або система подавання пального або система живлення ДВЗ / Сайт «Вікіпедія». URL : https://uk.wikipedia.org/wiki/Паливна_система

6. Дяченко, В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. теорія : підручник. Х. : НТУ «ХПІ», 2008. 488 с.

7. Система живлення сучасних двигунів / Сайт «Greenway». URL : https://green-way.com.ua/uk/dovidniki/pidruchnyk-po-vlashtuvannju-avtomobilja-single/rozdil20-systema-zhyvlennja-suchasnyh-dvyguniv

8. Луцький національний технічний університет // Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи «Вивчення основних вузлів і агрегатів

системи живлення дизельних двигунів» / Сайт «Elib LNTU». URL : https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/Трактори_та_авто_Сацюк_В.В._29/LR/LR8/page1.html

9. МеМЗ-307 / Сайт «Вікіпедія». URL : https://uk.wikipedia.org/wiki/МеМЗ-307

10. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни : підручник. К. : Арістей, 2006. 476 с.

11. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проєктування. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 130 с.

12. Кубіч В. І. Складові частини об’єктів транспортного машинобудування. Навчальний посібник : 2-ге вид., перероб. і доп. / В. І. Кубіч, Г. І. Слинько. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. 362 с.

13. Кубіч, В. І. Особливості конструкції машин з двигунами внутрішнього згорання : Навч. посібник / В. І. Кубіч, Г. І. Слинько. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2018. 246 с.

14. 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. Беженов, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. 26 с.

15. Автомобільні двигуні : Підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. К. : Арістей, 2006. 476 с.

16. Тимченко І. І., Жадан П. В., Жилін С. С. Системи ДВЗ : Навчальний посібник. Х. : Вид-во ХНАДУ, 2007. 204 с.

17. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 6 Надійність ДВЗ / За ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. Х. : Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. 425 с.

18. Шукаєв С.М., Лавренко Я.І., Бородій М.В., Навчальний посібник «Міцність при змінних навантаженнях» / Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського 2023.

19. Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів усіх форм навчання напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт» / Укладачі: А. П. Поляков, С. М. Севостьянов. Вінниця : ВНТУ, 2014. 25 с.

20. Слинько, Г.І. Вплив навантаження бензинового чотиритактного двигуна на критерій мащення шатунного підшипника колінчастого валу / Г.І. Слинько, В.І. Кубіч, В.І. Бокарьов // Вестник двигунобудування. 2019. № 1. С. 18–28.

21. Шапко В. Ф., Шапко С. В. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів. Х. : Точка, 2016. 232 с

ДОДАТОК А

Специфікація складальних креслень