

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Транспортний факультет
Автомобілі, поршневі двигуни та гібридні енергетичні установки

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)
бакалавра

на тему Рядний 4-циліндровий дизель потужністю 135 кВт при 2450 хв⁻¹ для
вантажного автомобіля
(In-line 4-cylinder diesel engine with a power of 135 kW at 2450 min⁻¹ for a truck)

Виконав: студент 4 курсу, групи Т-412сп
Спеціальності 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма (спеціалізація)
Двигуни внутрішнього згорання
ЧЕРЕВКО Артур Вадимович

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

Рецензент цекач машинобудівного інституту
НУ «Запорізька політехніка», к.т.н., доцент
ТІЦЬКО Василь Іванович

Запоріжжя
2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет транспортний

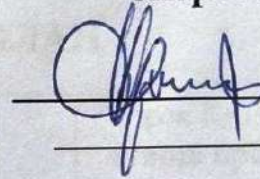
Кафедра «Автомобілі, поршневі двигуни та гібридні енергетичні установки»

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)

ЧЕРЕВКО Артур Вадимович
(ПРИЗВИЩЕ, ІМ'Я, ПО БАТЬКОВІ)

1. Тема проекту (роботи) Рядний 4-циліндровий дизель потужністю 135 кВт при 2450 хв⁻¹ для вантажного 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) рядний 4-циліндровий дизель потужністю 135 кВт при 2450 хв⁻¹ для вантажного 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 поршень; виконати розрахунок системи наддуву
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 2 плаката з результатами теплового і динамічного розрахунків; повздовжній та поперечний перерізи двигуна; поршень, турбокомпресор

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

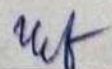
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1-6	Слинько Г.І., д.т.н., професор	 24.04.2025	 16.06.2025
нормо-контроль	Рябошапка Н.С., старший викладач		

7. Дата видачі завдання «26» травня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

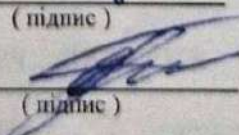
№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	26.05.2024	
2	Розділ 1 Техніко-економічне обґрунтування проекту. Конструювання двигуна	27.05.2024	
3	Розділ 2 Тепловий розрахунок двигуна	29.05.2024	
4	Розділ 3 Динамічний розрахунок двигуна	30.05.2024	
5	Розділ 4 Розрахунок системи наддуву	03.06.2024	
6	Розділ 5 Розрахунок на міцність поршня	05.06.2024	
7	Розділ 6 Висновки з роботи	07.06.2024	
8	Розробка креслень, оформлення роботи	09.06.2024	
9	Нормоконтроль, рецензування	10.06.2024	
10	Розробка доповіді до захисту	11.06.2024	
11	Термін представлення закінченої роботи до перегляду на кафедрі	14.06.2024	

Студент(ка)


(підпис)

Черевко А.В.

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Слинько Г.І.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 72 с., 6 розд., 6 табл., 12 рис., 28 джерел.

ДИЗЕЛЬ, НАПОВНЕННЯ, ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА, НАВАНТАЖЕННЯ, ПОРШЕНЬ, ПРОЕКТУВАННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ, ОБЕРТАЛЬНИЙ МОМЕНТ, ПНВТ, СКЛАДАЛЬНЕ КРЕСЛЕННЯ, ФОРСУНКА

В бакалаврській дипломній роботі виконано проектування рядного 4-циліндрового дизеля потужністю 135 кВт при 2450 хв^{-1} для вантажного автомобіля. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за циклу, визначені індикаторні ($L_i = 2214 \text{ Дж/цикл}$; $p_i = 1,395 \text{ МПа}$; $\eta_i = 0,49$; $g_i = 173 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$) та ефективні показники двигуна ($N_e = 135,6 \text{ кВт}$; $p_e = 1,046 \text{ МПа}$; $g_e = 230,7 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$; $\eta_e = 0,3672$). 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 індикаторні моменти ($M_{i \text{ ср}} = 192,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_{i \text{ сум ср}} = 769,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$), ефективний крутний момент двигуна $M_e = 577,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Виконано конструювання механізмів та систем двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу серії Д-245. Розроблено складальне креслення двигуна у двох перерізах. Визначено основні параметри системи наддуву. З каталогу вибрано тип турбокомпресора – ТКР-6.5. Виконано перевірочний розрахунок елементів поршня. Всі виконані розрахунки підтверджують правильність прийнятих конструктивних рішень. Поршень проектованого двигуна має надійно працювати в умовах прийнятих навантажень.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	7
ЗМІСТ	8
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ .	9
ВСТУП.....	11
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ. КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА.....	12
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ..	21
2.1 Методи вирішення задачі	21
2.2 Фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ	22
2.3 Тепловий розрахунок.....	26
2.4 Контроль результатів розрахунку	37
3. ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ	39
3.1 Приведення мас частин кривошипно-шатунного механізму	40
3.2 Сили інерції обертових мас.....	41
3.3 Сили, що діють на шатунну і корінну шийки колінчастого валу	43
3.4 Моменти, що діють в кривошипно-шатунному механізмі	49
4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ наддуву	50
5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ	53
5.1 Розрахунок на міцність поршня.....	53
6 ВИСНОВКИ.....	60
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	62
ДОДАТКИ.....	65

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ

ГРМ – газорозподільний механізм;

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

ПКВ – поворот колінчастого валу;

D – діаметр циліндра, м;

$d_{\text{п}}$ – діаметр плунжера насоса, мм;

$d_{\text{с}}$ – діаметр соплового отвору, мм;

$G_{\text{т}}$ – годинна витрата палива, кг/год;

$g_{\text{е}}$ – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

$g_{\text{і}}$ – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год);

$g_{\text{ц}}$ – масова циклова подача палива, г/цикл;

$H_{\text{и}}$ – теплота згорання, МДж/кг

$h_{\text{п}}$ – повний хід плунжера, мм;

K_{R} – відцентрова сила інерції обертальних мас, Н;

$K_{\text{Rк}}$ – сили інерції обертальних мас кривошипа, Н;

$K_{\text{Rш}}$ – сили інерції обертальних мас шатуна, Н;

$L_{\text{і}}$ – індикаторна робота, Дж/цикл;

$\ell_{\text{о}}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кг/кг;

$m_{\text{к}}$ – маса неврівноважених частин одного коліна вала без противаг, кг;

$m_{\text{ј}}$ – маси, що здійснюють зворотньо-поступальний рух, кг;

m_{R} – маси, що здійснюють обертальний рух, кг;

$m_{\text{ш}}$ – маса шатунної групи, кг;

$m_{\text{шк}}$ – маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа, кг;

$m_{\text{шп}}$ – маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця, кг;

$N_{\text{е}}$ – ефективна потужність, кВт;

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

P_j – сила інерції від маси поршневої групи, Н;

p_k – тиск повітря на впуску, К;

p_e – середній ефективний тиск, Па;

p_i – середній індикаторний тиск, Па;

T_a – температура повітря на початку процесу стиснення, К;

T_k – температура повітря на впуску, К;

V_h – робочий об'єм циліндра, м^3 ;

$V_{\text{ц}}$ – циклова подача палива, $\text{см}^3/\text{хв}$;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

$\delta_{\text{из}}$ – напруження вигину, МПа;

γ – коефіцієнт залишкових газів;

ΔT – підігрів повітря на впуску, К;

ε – ступінь стиснення;

η_i – індикаторний ККД;

η_m – механічний ККД;

η_v – коефіцієнт наповнення;

$\sigma_{\text{из}}$ – напруження вигину, МПа;

$\sigma_{\text{теп}}$ – теплові напруження, МПа;

σ_p – напруження розриву, МПа;

σ_{Σ} – складне напруження, МПа;

ρ – щільність (густина), $\text{кг}/\text{м}^3$;

τ – напруження зрізу, МПа.

ВСТУП

В бакалаврській дипломній роботі виконано проектування рядного 4-циліндрового дизеля потужністю 135 кВт при 2450 хв^{-1} для вантажного автомобіля. При конструюванні двигуна прийнято технічні рішення за зразком двигуна Д-245.

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 рядного 4-циліндрового дизеля потужністю 135 кВт при 2450 хв^{-1} для вантажного автомобіля.

Задачі:

- техніко-економічне обґрунтування проекту;
- тепловий розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі роботи;
- динамічний розрахунок двигуна на номінальному режимі роботи;
- конструювання двигуна;
- розрахунок параметрів системи наддуву;
- розрахунок на міцність поршня.

Практичне значення одержаних результатів

Результати роботи можуть бути використані в якості статистичних даних при проектуванні тракторних дизелів.

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

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ. КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНА

Дизельний двигун сімейства Д-245 є чотирициліндровий, рядний, чотиритактний, рідинного охолодження, з вертикальним розташуванням циліндрів, безпосереднім упорскуванням дизельного палива та запалюванням від стиснення та газотурбінним наддувом [28].

Дизелі розраховані на експлуатацію за температури навколишнього повітря від -45°C до $+40^{\circ}\text{C}$. Область застосування двигунів Д245 – місця з необмеженим повітрообміном.

Двигун Д-245 та його модифікації використовуються як силовий агрегат на колісних тракторах та вантажних автомобілях [28].

Для забезпечення високих техніко-економічних показників дизеля в системі впуску застосований турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря. Використання в пристрої наддуву турбокомпресора з регульованим тиском наддуву дозволяє мати на дизелі поліпшену прийомистість, забезпечену підвищеними значеннями крутного моменту при низьких значеннях частоти обертання колінчастого вала і високий рівень відповідності вимоги до вмісту шкідливих викидів у відпрацьованих газах [28].

Залежно від застосування і призначення дизелі Д245 випускаються в комплектаціях (модифікаціях) з номінальною частотою обертання колінчастого вала $2000 \pm 30 \text{ хв}^{-1}$ і $1500 \pm 22 \text{ хв}^{-1}$. Дизелі Д245Т з турбокомпресором випускаються в комплектаціях (модифікаціях) з номінальною частотою обертання колінчастого вала $2200 \pm 33 \text{ хв}^{-1}$ і $2000 \pm 30 \text{ хв}^{-1}$ [28].



Рисунок 1.1 – Дизельний двигун Д-245 [28]

Двигун Д-245 – чотиритактний, трициліндровий дизельний двигун повітряного охолодження, з безпосереднім впорскуванням палива (камера в поршні).

Характеристики двигуна Д245 наведено в табл. 1.1.

Двигун Д245 складається з корпусу, кривошипно-шатунного механізму, системи газорозподілу, систем живлення, мащення і охолодження, електрообладнання, а також з додаткового обладнання та приладів. Блок циліндрів двигуна Д-245 - його основна корпусна деталь. Блок циліндрів виготовлений з сірого чавуну СЧ18-36. У картері змонтовані гільзи циліндрів, а в нижній його частині, встановлено колінчастий вал.

Головка циліндрів виготовлена з алюмінієвого сплаву [28].

На поршні, виготовлені зі сплаву АЛ-25 встановлені два компресійних кільця і одне комбіноване маслоз'ємне. Камера згоряння знаходиться в днищі поршня.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика дизеля Д-245 [28]

Найменування параметра	Значення
Тип	4-тактний дизельний з наддувом
Число і розташування циліндрів	4, рядне
Номінальна частота обертання, хв^{-1}	2200
Потужність, кВт (к.с.)	77 (105)
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/кВт·год	220
Максимальний крутний момент, Н·м	422
Порядок роботи циліндрів	1-4-3-2
Діаметр циліндра	110
Хід поршня	125
Робочий об'єм циліндрів, л	4,75
Ступінь стиснення	16
Номінальний запас крутного моменту, %	15
Мінімальна стійка частота обертання колінчастого валу, не більше, хв^{-1}	800
Витрата масла на угар, % до витрати палива, не більше	0,3...0,5
Максимально допустимі кути нахилу продольний	20
поперечний	20
Габарити, ДхШхВ, мм	902x632x990
Маса незаправленого двигуна, кг	430

Система живлення та система впуску

Система живлення дизеля, відповідно до рисунка 6, складається з паливного насоса, форсунок, трубопроводів низького і високого тиску, очищувача повітря, впускного і випускного колекторів, паливних фільтрів грубого і тонкого очищення, паливного бака, що встановлюється на тракторі (машині).

На дизелі Д-245 та його модифікаціях до системи живлення входить турбокомпресор

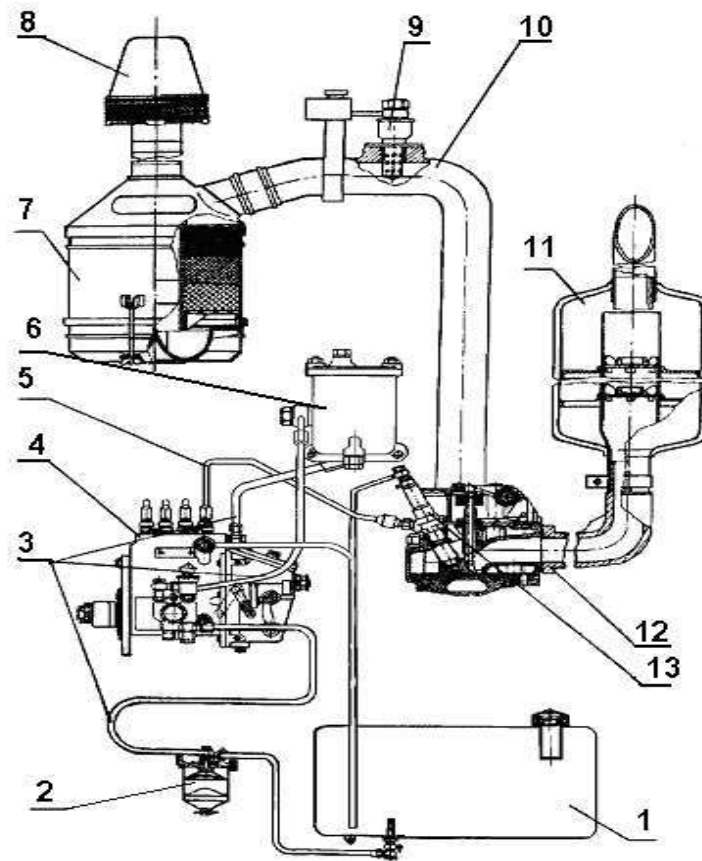


Рисунок 1.2 – Схема живлення дизеля Д-245 [28].

1 – паливний бак; 2 - фільтр грубої очистки палива; 3 – трубки паливні; 4 – паливний насос; 5 – трубка паливна високого тиску; 6 - фільтр тонкого очищення палива; 7 - очищувач повітря; 8 - фільтр грубої очистки повітря; 9 - електрофакельний підігрівач; 10 - впускний колектор; 11 - глушник; 12 – випускний колектор; 13 – форсунка.

Паливний насос

На дизель Д-245 та його модифікації - 4УТНІ-Т.

Усі моделі насосів наводяться від колінчастого валу дизеля через розподільні шестірні. Паливні насоси мають всережимний регулятор і насос поршневого типу, що підкачує, два важелі управління [28].

У регуляторі насоса розміщуються коректор подачі палива, автоматичний збагачувач паливоподачі (на пускових оборотах), а паливний насос 4УТНІ-Т, крім того, має пневматичний обмежувач димлення (пневмокоректор).

Насос, що підкачує, встановлений на корпусі насоса високого тиску і наводиться ексцентриком кулачкового валу [28].

Робочі деталі паливних насосів змащуються проточним маслом, що надходить з системи змащення дизеля в корпус насоса через спеціальний отвір у фланці.

При встановленні на дизель нового або відремонтованого насоса необхідно залити в нього 200...250 см³ олії, що застосовується для змащування дизеля, через маслозаливний отвір на кришці регулятора [28].

Форсунка

Форсунка призначена для впорскування палива у циліндр дизеля. Вона забезпечує необхідний розпил палива та обмежує початок та кінець подачі. На дизелях застосовується форсунка з п'ятидирчастим розпилювачем закритого типу 171.1112010-02 (ЗАТ «АЗП»).

Форсунка 171.1112010-02 та розпилювач (АЗП) має маркування – «171-02». Маркування наноситься на корпус форсунки та на корпус розпилювача.

Фільтр грубої очистки палива

Фільтр грубого очищення служить для попереднього очищення палива від механічних домішок та води.

Фільтр грубої очистки складається з корпусу, відбивача з сіткою, розсіювача, склянки з заспокоювачем.

Злив відстою з фільтра проводиться через отвір у нижній частині склянки, що закривається пробкою.

Фільтр тонкого очищення палива

Фільтр тонкого очищення служить для остаточного очищення палива.

Фільтр тонкого очищення має змінний паперовий елемент.

Паливо, проходячи крізь штори паперового елемента, що фільтрує, очищається від механічних домішок. У нижній частині корпусу фільтра знаходиться отвір із пробкою для зливу відстою [28].

Для видалення повітря із системи живлення на кришці фільтра розташована спеціальна пробка.

Повітроочисник та впускний тракт

Повітроочисник служить для очищення повітря, що всмоктується в циліндри.

Повітроочисник дизеля комбінований: сухе відцентрове очищення та масляний пиловловлювач з мокрим капроновим фільтром. У корпусі очищувача повітря встановлено три фільтруючі елементи з капронової щетини різного діаметру.

На дизелі Д-245 та його модифікаціях передбачено також застосування очищувача повітря, що встановлюється споживачем, що складається з основного та контрольного паперових фільтр-патронів [28].

На всіх дизелях із запуском від електростартера у впускному колекторі встановлюється електрофакельний підігрівач, який служить для підігріву повітря, що всмоктується в циліндри, з метою полегшення пуску дизеля при низькій температурі навколишнього повітря.

Турбокомпресор

На дизелі Д-245 та його модифікаціях встановлений турбокомпресор, який використовує енергію відпрацьованих газів для наддуву повітря в циліндри дизеля [28].

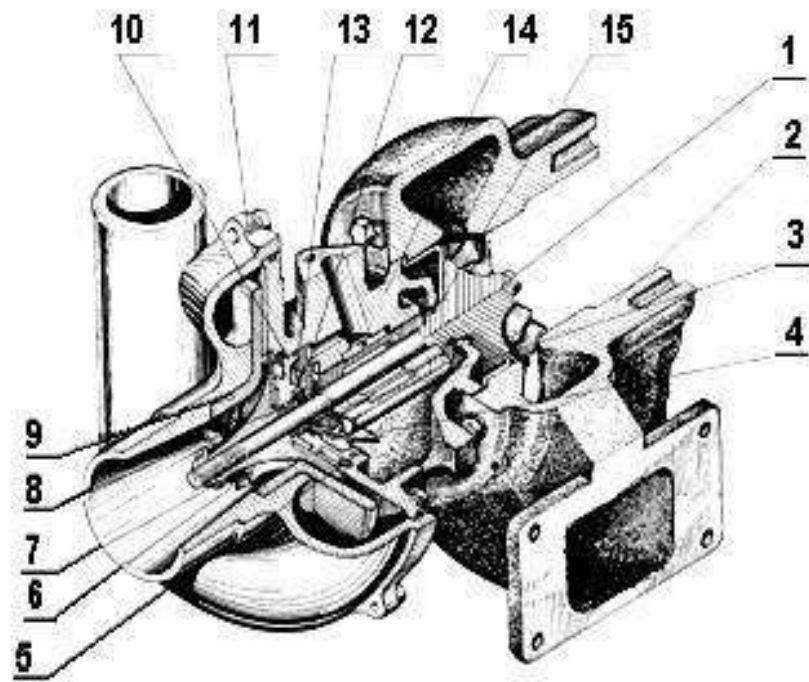


Рисунок 1.3 – Турбокомпресор [15].

- 1 – колесо турбіни з валом; 2 – корпус турбіни; 3 - моновтулка; 4 - масловідбивач;
- 5 - ексцентричне кільце; 6 – колесо компресора; 7 - гайка спеціальна ; 8, 15 - ущільнювальні кільця; 9 - дифузор; 10 – кришка; 11 - корпус компресора; 12 - упорний підшипник; 13 - розпірна втулка; 14 – корпус середній (корпус підшипників).

Турбокомпресор, відповідно до рисунка 7, виконаний за схемою: радіальна відцентрова турбіна і відцентровий одноступінчастий компресор при консольному розташуванні коліс щодо опор.

Частота обертання ротора, подача та тиск повітря, що нагнітається, залежать від режиму роботи дизеля.

Корпус турбіни 2 турбокомпресора відлитий з високоміцного чавуну. Проточна частина турбіни для проходу газів, що відпрацювали, утворена корпусом і колесом турбіни.

Корпус компресора 11 відлитий з алюмінієвого сплаву, його проточна частина утворена корпусом та колесом компресора.

Корпуси турбіни і компресора кріпляться до корпусу підшипників 14, відлитому з високої чавуну [15].

Колесо турбіни 1 відлито з жароміцного сплаву та приварене до валу ротора.

Колесо компресора відлите 6 з алюмінієвого сплаву і кріпиться на валу ротора спеціальною гайкою.

Вал ротора обертається в радіальному підшипнику, виконаному у вигляді плаваючої моноштулки, що не обертається 3. Моноштулка фіксується в корпусі підшипників фіксатором. Осьове переміщення ротора сприймає зав'язаний підшипник 12.

Підшипники турбокомпресора змащуються і охолоджуються маслом, що надходить трубопроводом від відцентрового масляного фільтра. Як у радіальному, так і в зав'язаному підшипниках додатково здійснюється відцентрове очищення олії. З турбокомпресора масло зливається в картер дизеля по трубі, що масло відводить.

З боку компресора та турбіни встановлені газомасляні ущільнення, в якості яких використовуються пружинні кільця ущільнювачів 8 і 15, встановлені в канавках ротора. З боку компресора для підвищення ефективності встановлений масловідбивач, а з боку турбіни – екран [15].

Система охолодження

Охолодження дизеля, рідина з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини від відцентрового насоса . дизеля при загорянні лампи перегріву рідини, що охолоджує. Температура охолоджуючої рідини в системі охолодження повинна підтримуватися в межах 85-95 °C [28].

Система змащення

Система змащення комбінованого типу – під тиском та - розбризкуванням. Підшипники колінчастого та розподільного валів, втулки

проміжної шестерні та шестерні приводу паливного насоса, шатунний підшипник колінчастого валу пневмокомпресора, а також механізм приводу клапанів, а на дизелі Д-245 підшипник валу турбокомпресора, змащуються. Гільзи, поршні, поршневі пальці, штанги, штовхачі та кулачки розподільчого валу змащуються розбризкуванням [28].

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА НОМІНАЛЬНОМУ РЕЖИМІ

2.1 Методи вирішення задачі

Всі існуючі моделі теплового розрахунку умовно поділені на рівні.

При термодинамічному дослідженні застосовується модель нульового рівня. Вона є найбільш наближеною, оскільки не враховує такі важливі процеси, як масообмін і теплообмін і багато інших, але дозволяє чітко встановити роль важливих геометричних і термодинамічних показників (ступеня стиснення, ступеня підвищення тиску, ступеня попереднього розширення) при оцінці енергетичної ефективності і економічності циклів ДВЗ [2].

Моделлю першого рівня названий метод Гриневецького - Мазінга. Його основу, як і раніше становить термодинаміка, але розрахунок багатьох процесів виконується уточнено з урахуванням статистичних експериментальних даних, отриманих на двигунах різних типів [2].

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].

Моделі третю і наступну рівнів є теоретичною базою для наукових досліджень з урахуванням багатьох специфічних умов і явищ, що мають місце в робочій порожнині ДВЗ (наприклад, неоднорідності робочого тіла в камері, нестационарного характеру течії газу через органи газорозподілу або елементи проточної частини турбіни в КДВЗ, локального і нестационарного характеру теплообміну і т. д.) [2].

2.2 Фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ

Фізико-математична модель другого рівня має дві модифікації. Перша з них складена з урахуванням зміни складу робочого тіла в циліндрі. У другій модифікації вплив зміни складу враховано наближено; в процесах впуску і стиснення робочим тілом вважається повітря, в процесах розширення і впуску - продукти згоряння. Застосування моделі другої модифікації істотно спрощує обчислювальні процедури і мало впливає на точність розрахунку. Тому далі описана фізико-математична модель другого рівня другої модифікації [2].

Крім того, в даній моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згоряння, розширення). Вплив процесів при впуску та впуску враховано сумарно за статистичними даними.

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].

Перше кінематичне рівняння випливає з формули для визначення поточного об'єму робочої порожнини відповідно до закономірностей кривошипно-шатунного механізму [2]:

$$V = V_c + F_{\text{п}} r_{\text{к}} \left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (2.1)$$

де V_c – об'єм камери стиснення, м³,

$F_{\text{п}}$ – площа поршня, м²,

$r_{\text{к}}$ – радіус кривошипа, м,

$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}}$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна,

φ – кут повороту кривошипа, град.

Після диференціювання формули (2.1) отримує перше кінематичне рівняння в диференціальній формі [2]:

$$dV = F_{\text{п}} r_{\text{к}} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi \quad (2.2)$$

У фізико-математичної моделі другого рівня другої модифікації процесу газообміну не розглядаються. Стан робочого тіла і його маса на початку стиснення (точка "а") оцінюється приблизно. Тому маса робочого тіла в процесах стиснення-розширення змінюється тільки за рахунок добавки палива при його випаровуванні і згорянні. В цілому ця добавка порівняно невелика, а характер протікання процесів випаровування і згорання досить складний. Тому наближено будемо відносити зміну маси робочого тіла до процесу згорання [2].

У бензинових ДВЗ відносна добавка палива по масі становить 6 - 7% від загальної кількості робочого тіла, випаровування бензину починається у впускному колекторі і завершується в циліндрі. Врахувати, однак

закономірності такого процесу випаровування важко, тому прийняте раніше допущення поширене і на бензинові ДВЗ [2].

Відповідно до прийнятої вище гіпотези зміна маси робочого тіла дорівнює [2]:

$$dm = \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx \quad (2.3)$$

де $\Delta m_{\text{тц}}$ – циклова масова подача палива, кг,

x – масова частка палива, що згоріла в циліндрі до моменту часу, що розглядається.

У процесах стиснення і розширення $dx = 0$ и $dm = 0$, тобто маса робочого тіла незмінна.

Співвідношення (2.3) є рівнянням матеріального (масового) балансу в циліндрі ДВЗ [2].

Рівняння енергетичного балансу в циліндрі складено на основі першого закону термодинаміки для закритої, що не теплоізолюваної системи і має вигляд [2]:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (\kappa - 1) \frac{dV}{V} T \quad (2.4)$$

де T – абсолютна температура робочого тіла, К,

c_v – питома теплоємність робочого тіла при постійному обсязі, Дж/кг·К,

dQ_c – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла за рахунок згорання, Дж,

dQ_w – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками), Дж,

κ – показник адіабати робочого тіла.

Рівняння (2.4) складено з урахуванням зміни маси робочого тіла, а також теплової (dQ_c и dQ_w) і механічної взаємодії із зовнішнім середовищем [2].

Система основних рівнянь замикається за допомогою рівняння стану робочого тіла, яке в кінцевій формі має вигляд [2]:

$$pV = RmT \quad (2.5)$$

де R – газова стала для робочого тіла.

Рівняння складено в диференціальній формі

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (2.6)$$

Система рівнянь (2.2), (2.3), (2.4) і (2.6) в диференціальній формі і є математичним формулюванням фізико-математичної моделі другого рівня [2]:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\pi} r_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi \\ dm &= \Delta m_{\Gamma Ц} \cdot dx \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Систему рівнянь (2.7) вирішують чисельно на електронно-обчислювальній машині одним з відомих методів. Серед них найбільш поширені методи Ейлера, Рунге-Кутта, Адамса, Штермера. У даному розрахунку застосований модифікований метод Ейлера, складена програма має шифр Engine Calculation [2].

Таким чином, чисельне рішення основної системи рівнянь (2.7) 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].

2.3 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, заснованій 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 і дизельних двигунів [2], виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску p_e . Так як в конструйованому двигуні присутній наддув, то $p_k = 211300$ Па, і тоді за графіком приймається: $p_e = 1,04 \cdot 10^6$ Па.

Далі на основі формули ефективної потужності [2]

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (2.8)$$

Розраховуємо робочий об'єм даного циліндра:

$$V_h = \frac{60 \cdot \tau \cdot N_e}{i \cdot p_e \cdot n} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 135 \cdot 10^3}{4 \cdot 1,04 \cdot 10^6 \cdot 2450} = 0,001589 \text{ м}^3, \quad (2.9)$$

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:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,001589}{3,14 \cdot 1,14}} = 0,121 \text{ м}, \quad (2.10)$$

де $\frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}}$ – відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для прототипу, [2]

$$\frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}} = \frac{0,121}{0,138} = 1,14. \quad (2.11)$$

Зі стандартного ряду приймається діаметр найближчий за значенням, а саме $D_{\Pi} = 0,121 \text{ м}$,

Хід поршня:

$$S_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot \frac{S_{\Pi}}{D_{\Pi}} = 0,121 \cdot 1,14 = 0,138 \text{ м}. \quad (2.12)$$

Приймається $S_{\Pi} = 0,138 \text{ м}$.

Радіус кривошипа:

$$r_{\kappa} = \frac{S_{\Pi}}{2} = \frac{0,138}{2} = 0,069 \text{ м}. \quad (2.13)$$

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

1. Код двигуна.

Код двигуна Y в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла [2]. Встановлений код для дизельних ДВЗ $Y = 1$.

2. Форма розрахунку: номінальний.

3. Тип двигуна: дизельний.

Тип двигуна впливає на рід використовуваного палива і характер процесу згоряння, який залежить від способу сумішоутворення [2].

3.1 Теплота згоряння палива (дизельне паливо):

$$H_{\text{ut}} = 42500000 \text{ Дж/кг. [2]}$$

3.2 Показник процесу згоряння вибираємо на основі рекомендацій по дослідним даним. Для дизельного ДВЗ $m_1 = 0,7$.

4. Конструктивні дані.

4.1 Кількість циліндрів $i = 4$.

4.2 Рядний.

4.3 Діаметр циліндра $D = 0,121 \text{ м}$.

4.4 Площа поршня – це площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярна осі циліндра [2], вона дорівнює:

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,121^2}{4} = 0,0115 \text{ м}^2 \quad (2.14)$$

і може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня.

4.5 Радіус кривошипа $r_{\text{к}}$ розраховано при оціночному розрахунку:

$$r_{\text{к}} = 0,069 \text{ м.}$$

4.6 Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна:

$$\lambda_{\text{к}} = \frac{r_{\text{к}}}{L_{\text{ш}}} = \frac{0,069}{0,256} = 0,2694, \quad (2.15)$$

де $L_{\text{ш}} = 0,256 \text{ м}$ – довжина шатуна.

Величина λ_k вибирається з практичних рекомендацій, для автотракторних ДВЗ $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ [2]. Отримане значення входить до рекомендованого інтервалу. На прототипі проектованого двигуна довжина шатуна $L_{ш} = 0,256$ м.

4.7 Площа поверхні теплообміну поршня дизельних ДВЗ:

$$F'_{п} = (1,0 \dots 1,1)F_{п} = 1,3 \cdot 0,0115 = 0,01495 \text{ м}^2. \quad (2.16)$$

Площа теплообміну поршня $F'_{п}$ залежить від конфігурації його днища $F'_{п} > F_{п}$ [2], так як на поршні виконується спеціальна проточка для клапанів.

4.8 Площа теплообміну кришки F_k залежить від конструкції камери стиснення:

$$F'_k = (1,1 \dots 1,3)F_{п} = 1,1 \cdot 0,0115 = 0,01265 \text{ м}^2. \quad (2.17)$$

4.9 Об'єм камери стиснення розраховуємо по співвідношенню [2]:

$$V_c = \frac{\pi}{2} \cdot D_{п}^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,121^2 \cdot 0,069 \cdot \frac{1}{16-1} = 0,0001058 \text{ м}^3. \quad (2.18)$$

5. Наддув двигуна.

5.1 Проектується двигун з наддувом. Тиск на вході в двигун. $p_k = 211300$ Па.

5.2 Температура повітря на вході в двигун [2]:

$$T'_k = T_0 \left[1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{кад}} \right] = 293 \left[1 + \frac{2,086^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,75} \right] = 384,3 \text{ К}, \quad (2.19)$$

де $k = 1,4$ – показник адіабати для повітря;

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0} = \frac{211300}{101300} = 2,086 \text{ – ступінь підвищення тиску в компресорі;}$$

$\eta_{кад} = 0,70 \dots 0,90$ – адіабатний к.к.д. компресора, що залежить від типу і розмірів компресора;

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

$p_0 = 101300$ – атмосферний тиск Па.

Значення $\pi_k \geq 2$, для зменшення теплонапруженості деталей двигуна і підвищення циклового наповнення циліндрів після компресора слід встановити охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ [2]:

$$T_k = T_0 + \sigma(T'_k - T_0) = 293 + 0,8(384,3 - 293) = 366 \text{ К.} \quad (2.20)$$

6. Регулювальні дані.

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

$$\varphi_c = 360^\circ - \Delta\varphi_{оп} = 360^\circ - 20^\circ = 350^\circ, \quad (2.21)$$

де $\Delta\varphi_{оп} = 10^\circ \dots 25^\circ$ — величина, що залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згоряння на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{оп} = 20^\circ$.

6.2 Кут кінця згоряння пов'язаний з кутовою тривалістю згоряння $\Delta\varphi_{сг}$, яка визначається в залежності від типу двигуна [2]:

$$\varphi_z = \varphi_c - \Delta\varphi_{сг} = 350^\circ - 100^\circ = 450^\circ. \quad (2.22)$$

Для дизельних ДВЗ $\Delta\varphi_{сг} = 60^\circ \dots 100^\circ$ на прототипі проектного двигуна $\Delta\varphi_{сг} = 100^\circ$,

7. Режимні данні.

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2450}{60} = 256,6 \text{ с}^{-1}. \quad (2.23)$$

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

Для дизельних ДВЗ: $\alpha = 1,25 \dots 2,00$, [2]; приймаємо $\alpha = 1,6$.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі [2]:

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v = 0,001589 \cdot 2,012 \cdot 0,7705 = 0,00246 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.24)$$

де

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{211300}{287 \cdot 366} = 2,012 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.25)$$

де R – газова стала для повітря;

$$p_k = 211300 \text{ Па};$$

$$T_k = 366 \text{ К}.$$

Коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T_{\text{вп}} + \gamma T_r} = \\ &= \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{211300 - 21130}{211300} \cdot \frac{366}{366 + 40 + 0,05 \cdot 1000} = 0,7705, \end{aligned} \quad (2.26)$$

де $\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,15) \cdot p_{\text{к}} = 0,1 \cdot p_{\text{к}} = 0,1 \cdot 211300 = 21130 \text{ Па}$ – втрата тиску на впуску;

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

$\gamma = 0 \dots 0,1$ – приймається $\gamma = 0,05$ – коефіцієнт залишкових газів;

$T_r = (900 \dots 1100) \text{ К}$ – приймається $T_r = 1000 \text{ К}$ – температура залишкових газів.

Циклова масова подача палива [2]:

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,00246}{1,6 \cdot 14,45} = 0,0001064 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}, \quad (2.27)$$

де $l_0 = 14,45 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг дизельного палива.

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 $T_w = 420 \dots 470 \text{ К}$, зі сталі і чавуну – $T_w = 550 \dots 650 \text{ К}$ [2]. Приймається $T_w = 600 \text{ К}$.

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:

$$p_a = p_{\text{к}} - \Delta p_{\text{вп}} = 211300 - 21130 = 190200 \text{ Па}. \quad (2.28)$$

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma T_k) = \frac{1}{1 + 0,05} (366 + 40 + 0,05 \cdot 1000) = 434,3 \text{ К.} \quad (2.29)$$

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

$$m_a = (1 + \gamma) \cdot \Delta m_{вц} = (1 + 0,05) \cdot 0,00246 = 0,002583 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}. \quad (2.30)$$

8.4 Початковий об'єм циліндра:

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h = \frac{16}{16 - 1} \cdot 0,001589 = 0,001693 \text{ м}^3. \quad (2.31)$$

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

$$p_a V_a = R m_a T_a; \quad (2.32)$$

$$190200 \cdot 0,001693 = 287 \cdot 0,002583 \cdot 434,3;$$

$$322 \text{ Дж} = 322 \text{ Дж};$$

$$\Delta = \frac{322 - 322}{322} \cdot 100\% = 0\%. \quad (2.33)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3 ... 4%,

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]:

$$m_A = m_{\Pi} + (0,2 \dots 0,3)m_{\text{ш}} = 2,71 + 0,25 \cdot 3,76 = 3,65 \text{ кг}, \quad (2.34)$$

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

З [2], використовуючи конструктивні дані маси і площі поршня визначимо:

Маса поршневої групи:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 236 \cdot 0,01495 = 0,55 \text{ кг}, \quad (2.35)$$

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

Приймаємо $m'_{\Pi} = 236 \text{ кг/м}^2$;

F_{Π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 327 \cdot 0,01495 = 3,76 \text{ кг}, \quad (2.36)$$

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

Приймаємо $m'_{\text{ш}} = 327 \text{ кг/м}^2$.

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

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

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	1	
2	Вид розрахунку	1	
3	Тип двигуна		
	1.Теплота згорання палива	42500000	$H_{\text{шт}}, \text{Дж/кг}$
	2.Показник процесу згорання	0,7	m_1
4	Конструктивні дані		
	1.Кількість циліндрів	4	i
	2.Рядний	1	$\gamma = 0$
	3.Діаметр циліндра	0,121	$D, \text{м}$
	4.Площа поршня	0,0115	$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
	5.Радіус кривошипа	0,069	$r_{\text{к}}, \text{м}$
	6.Відношення $\lambda=r_{\text{к}} / L_{\text{ш}}$	0,2694	$\lambda_{\text{к}}$
	7.Площа теплообміну поршня	0,01495	$F'_{\text{п}}, \text{м}^2$
	8.Площа теплообміну кришки	0,01265	$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
9.Об'єм камери стиснення	0,0001058	$V_{\text{с}}, \text{м}^3$	
5	Наддув		
	1.Тиск наддуву	211300	$p_{\text{к}}, \text{Па}$
	2.Температура наддувочного повітря	366	$T_{\text{к}}, \text{К}$
6	Регульовальні дані		
	1.Кут початку згорання	350	$\varphi_{\text{с}}, \text{град}$
	2.Кут кінця згорання	450	$\varphi_{\text{з}}, \text{град}$
7	Режимні дані		
	1.Кутова швидкість валу	256,6	$\omega, \text{рад/с}$
	2.Коефіцієнт надлишку повітря	1,6	α
	3.Циклова подача палива	0,0001064	$m_{\text{тп}}, \text{кг/цикл}$
	4.Середня температура стінок	600	$T_{\text{w}}, \text{К}$
8	Початкові умови		
	1.Тиск	190200	$p_{\text{а}}, \text{Па}$
	2.Температура	434,3	$T_{\text{а}}, \text{К}$
	3.Маса робочого тіла	0,002583	$m_{\text{а}}, \text{кг/цикл}$
	4.Об'єм робочої порожнини	0,001693	$V_{\text{а}}, \text{м}^3$
9	Дані до динамічного розрахунку		
1.Маса частин, що рухаються поступально	3,65	$m_{\text{а}}, \text{кг}$	
10	Розрахунковий крок	1	$\Delta\varphi^{\circ}$

Студент групи: Т-412сп

А.В. Черевко

Викладач -консультант:

Г.І. Слинько

Середні крутні моменти за результатами розрахунку.

Середній за цикл індикаторний момент для одного циліндра:

$$(M'_i)_{cp} = 192,4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Середній за цикл індикаторний момент для всього двигуна:

$$(M_i)_{cp} = 769,6 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

$$(M_e)_{cp} = 577,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

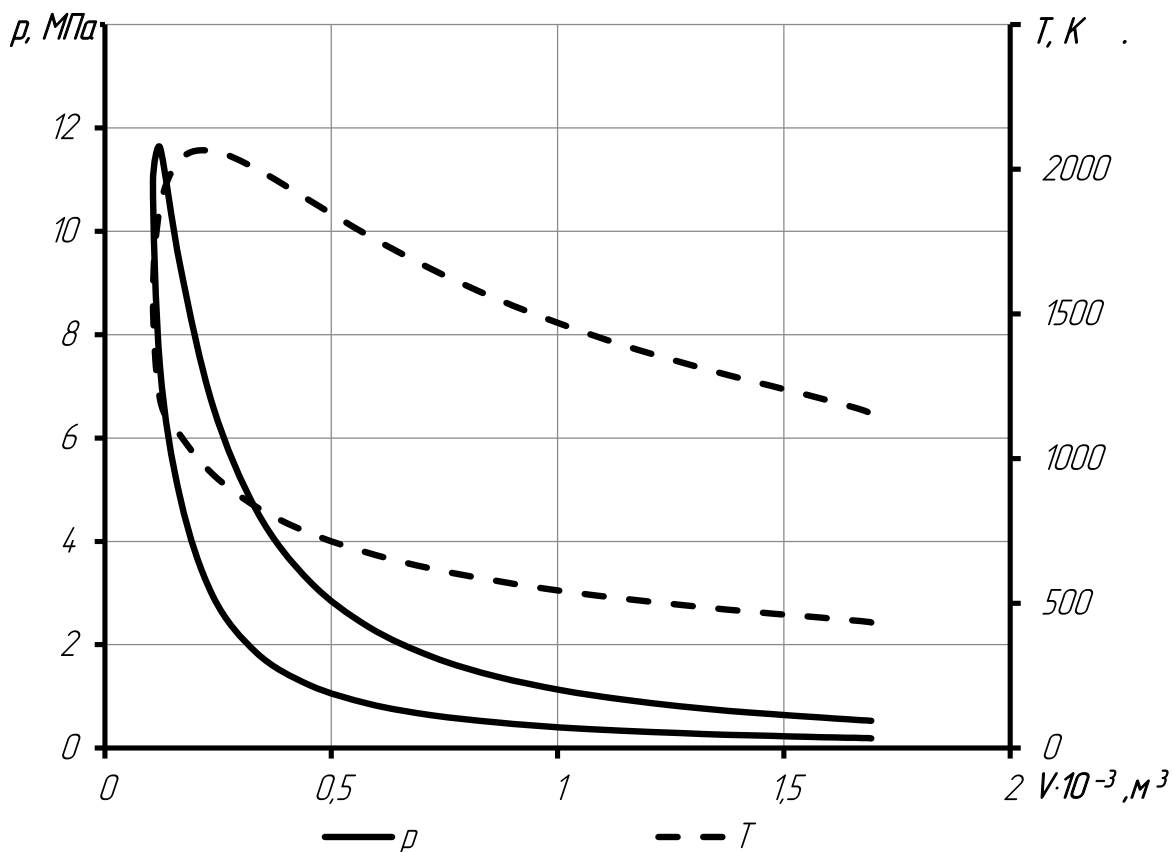
$$M_e = 528,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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).

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 .

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

2.4 Контроль результатів розрахунку

Відповідно до протоколу теплового розрахунку (табл. 2.1) індикаторна робота циклу $L_i = 2214$ Дж/цикл,

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

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (2.37)$$

$$N_e = 4 \cdot 2214 \cdot \frac{40,8}{2} \cdot 0,75 = 135,6 \text{ кВт},$$

де $n = 2450 \text{ мин}^{-1} = 40,8 \text{ с}^{-1}$,

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

Похибка розрахунку:

$$\frac{N_e^p - N_e}{N_e} \cdot 100\% = \frac{135,6 - 135}{135} \cdot 100\% = 0,4444\%. \quad (2.38)$$

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

Середній ефективний тиск [2]:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,395 \cdot 0,75 = 1,046 \text{ МПа}. \quad (2.39)$$

Ефективний ККД двигуна [2]:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,49 \cdot 0,75 = 0,3672. \quad (2.40)$$

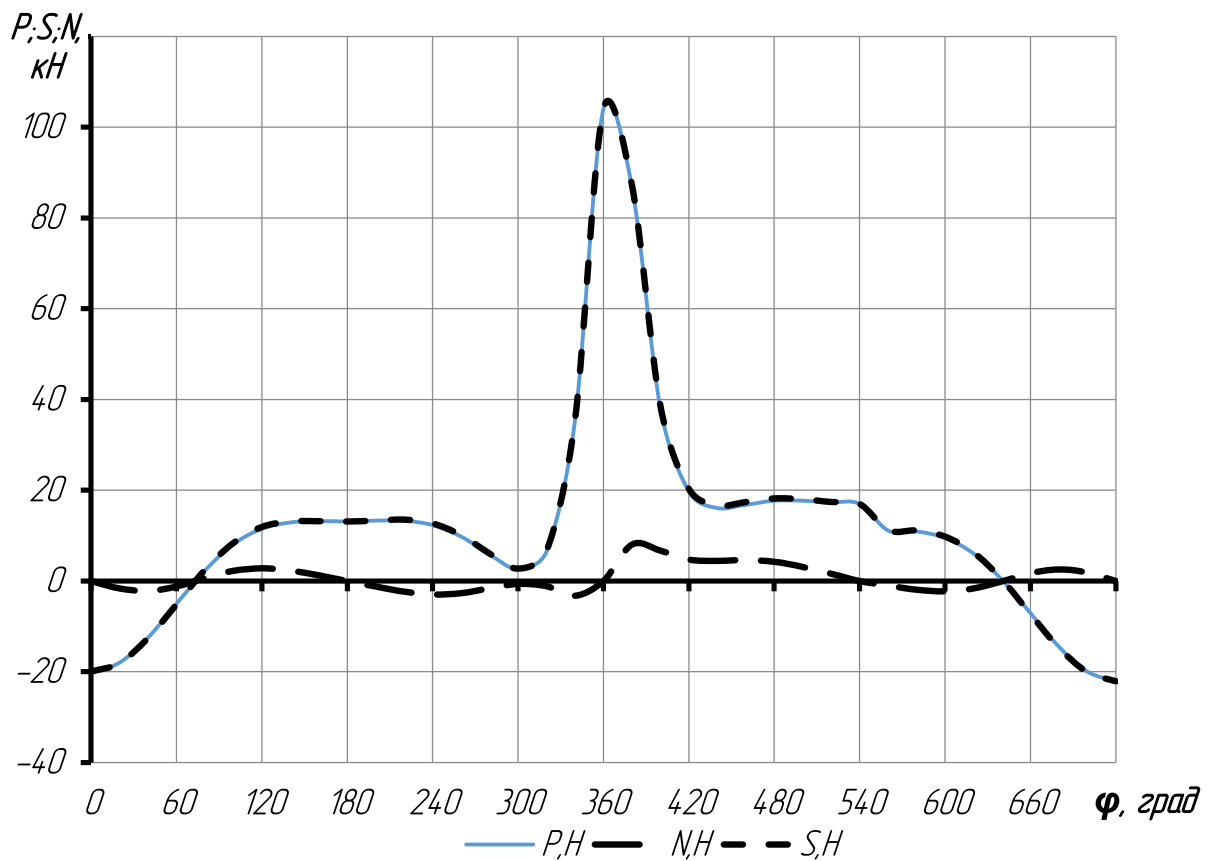
Питома ефективна витрата палива [2]:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,173}{0,75} = 0,2307 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (2.41)$$

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.

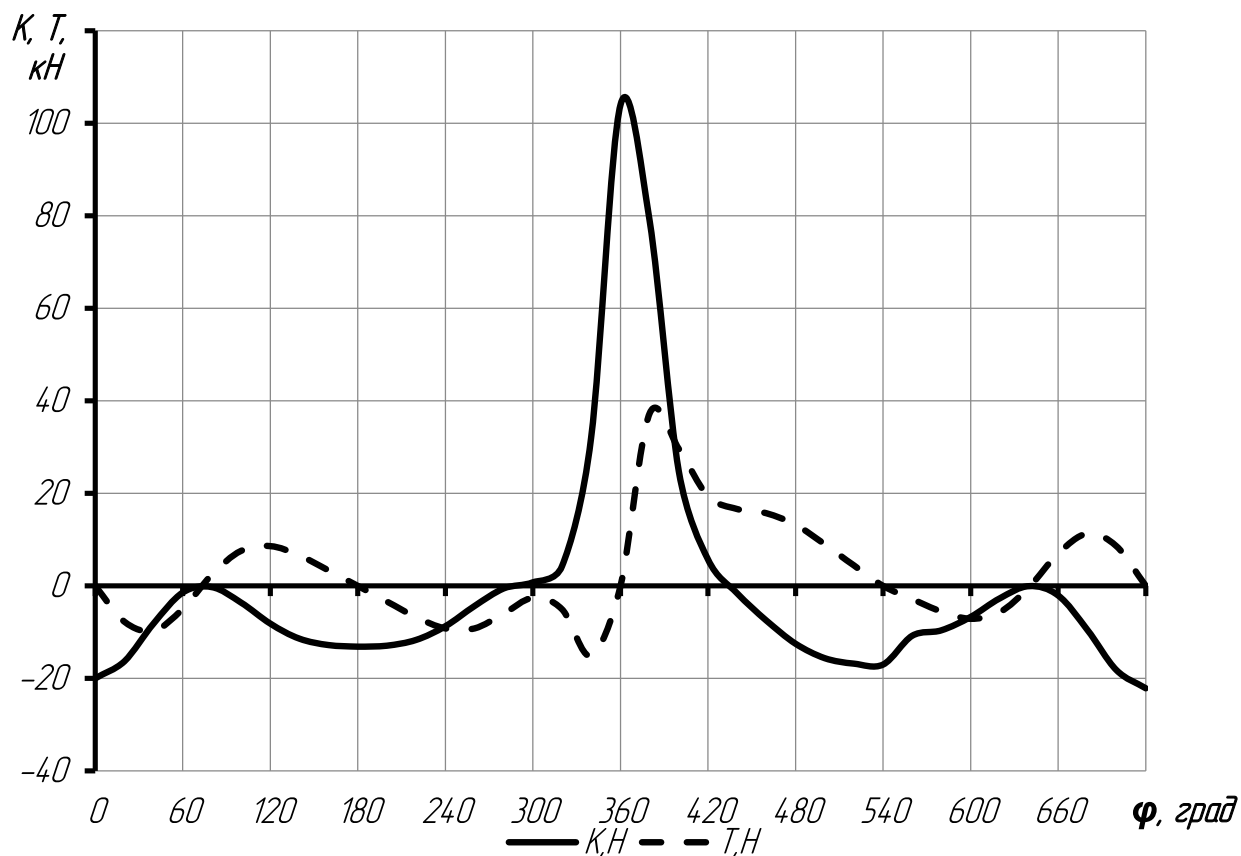
За результатами динамічного розрахунку будують діаграми залежностей осьової сили на поршень $P_{\text{п}}$, бічної сили на поршень N і сили на шатун S (рис. 3.1), нормальної сили на кривошип K і тангенціальної сили на кривошип T (рис. 3.2) від кута повороту кривошипа φ [2].



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

S – сила, що діє уздовж шатуна, Н.

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:

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 236 \cdot 0,0115 = 2,71 \text{ кг}, \quad (3.1)$$

де $m'_{\Pi} = m_{\Pi}/F_{\Pi} = 80 \dots 150 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\Pi} = 236 \text{ кг/м}^2$;
 F_{Π} – площа поршня, м^2 .

Маса шатуна:

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 327 \cdot 0,0115 = 3,76 \text{ кг}, \quad (3.2)$$

де $m'_{\text{ш}} = m_{\text{ш}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{п}} = 327 \text{ кг/м}^2$.

Маса шатуна, зосереджена на осі поршневого пальця:

$$m_{\text{шп}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 3,76 = 0,94 \text{ кг}. \quad (3.3)$$

Маса шатуна, зосереджена на осі кривошипа:

$$m_{\text{шк}} = (1 - 0,25) \cdot m_{\text{ш}} = (1 - 0,25) \cdot 3,76 = 2,82 \text{ кг}. \quad (3.4)$$

Маса неврівноважених частин одного коліна валу без противаг:

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 300 \cdot 0,0115 = 3,45 \text{ кг}, \quad (3.5)$$

де $m'_{\text{к}} = m_{\text{к}}/F_{\text{п}} = 100 \dots 200 \text{ кг/м}^2$. Приймається $m'_{\text{к}} = 300 \text{ кг/м}^2$.

Маси, які виконують зворотно-поступальний рух:

$$m_{\text{ж}} = m_{\text{п}} + m_{\text{шп}} = 2,71 + 0,94 = 3,65 \text{ кг}. \quad (3.6)$$

Маси, які виконують обертальний рух:

$$m_{\text{R}} = m_{\text{к}} + m_{\text{шк}} = 3,45 + 2,82 = 6,27 \text{ кг}. \quad (3.7)$$

3.2 Сили інерції обертювих 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 обертювих мас K_{R} (рис. 3.3) [2].

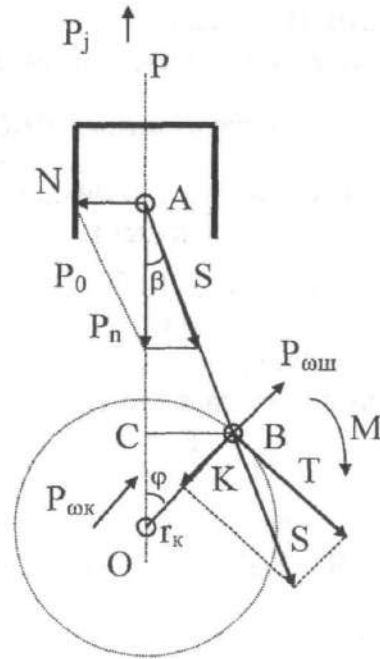


Рисунок 3.3 – Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі [2]

Відцентрова сила інерції обертових 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, s^{-1} .

$$K_R = -6,27 \cdot 0,069 \cdot 256,6^2 = -28,48 \text{ кН}. \quad (3.9)$$

Відцентрова сила інерції K_R є результуючою двох сил:

– сили інерції обертових мас шатуна:

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

$$K_{Rш} = -2,82 \cdot 0,069 \cdot 256,6^2 = -12,81 \text{ кН};$$

– сили інерції обертових мас кривошипа:

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

$$K_{Rk} = -3,45 \cdot 0,069 \cdot 256,6^2 = -15,67 \text{ кН.}$$

Знаючи функції $K(\varphi)$, $T(\varphi)$ і величини $K_{Rш}$ і $K_{Rк}$, 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 $\varphi = 6^\circ$:

$$P_k = -19,7 + (-12,81) = -32,5 \text{ кН,}$$

тоді

$$R_{шш} = \sqrt{(-2,63)^2 + (-32,5)^2} = 32,6 \text{ кН.}$$

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;

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

$$K_{pk} = -19,7 + (-28,48) = -48,2 \text{ кН},$$

тоді

$$R_k = \sqrt{(-2,63)^2 + (-48,2)^2} = 48,2 \text{ кН}.$$

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	-20000	0	-32800	32800	-48500	48500
20	-16300	-7710	-29100	30100	-44800	45500
40	-8130	-9680	-20900	23100	-36600	37900
60	-1470	-4970	-14300	15100	-30000	30400
80	-228	2420	-13000	13300	-28700	28800
100	-3600	7590	-16400	18100	-32100	33000
120	-8170	8610	-21000	22700	-36700	37700
140	-11400	6580	-24200	25100	-39900	40400
160	-12800	3360	-25600	25800	-41300	41400
180	-13100	0	-25900	25900	-41600	41600
200	-12900	-3380	-25700	25900	-41400	41500
220	-11700	-6740	-24500	25400	-40100	40700
240	-8720	-9200	-21500	23400	-37200	38300
260	-4350	-9160	-17200	19400	-32800	34100
280	-569	-6030	-13400	14700	-29000	29700
300	769	-2590	-12000	12300	-27700	27800
320	4240	-5050	-8570	9950	-24200	24800
340	32000	-15100	19200	24400	3530	15500
360	104000	0	90900	90900	75200	75200
380	78900	37300	66000	75800	50400	62600
400	24800	29600	12000	31900	-3650	29800
420	5760	19400	-7050	20700	-22700	29900
440	-1560	16600	-14400	22000	-30000	34300
460	-7450	15700	-20300	25600	-35900	39200
480	-12500	13200	-25300	28500	-41000	43100
500	-15600	9010	-28400	29800	-44100	45000
520	-16800	4410	-29600	29900	-45300	45500
540	-17000	0	-29800	29800	-45500	45500
560	-10800	-2840	-23600	23800	-39300	39400
580	-9590	-5540	-22400	23100	-38100	38500
600	-6730	-7090	-19500	20800	-35200	35900
620	-2690	-5670	-15500	16500	-31200	31700
640	-28,9	-306	-12800	12800	-28500	28500
660	-2070	6980	-14900	16400	-30500	31300
680	-9470	11300	-22300	25000	-37900	39600
700	-18200	8590	-31000	32200	-46700	47400
720	-22100	0	-34900	34900	-50600	50600

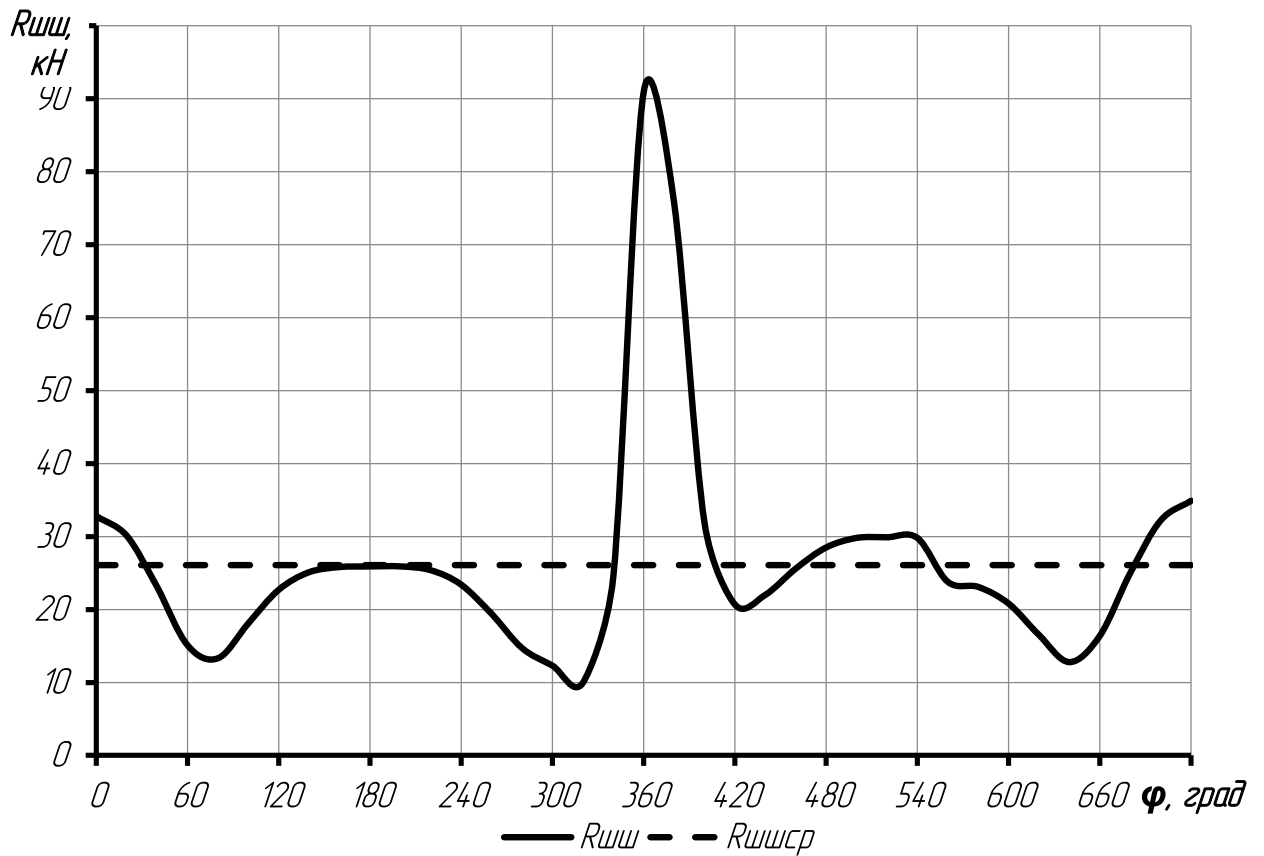


Рисунок 3.4 – Діаграма навантаження на шатунну шийку в прямокутних координатах

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].

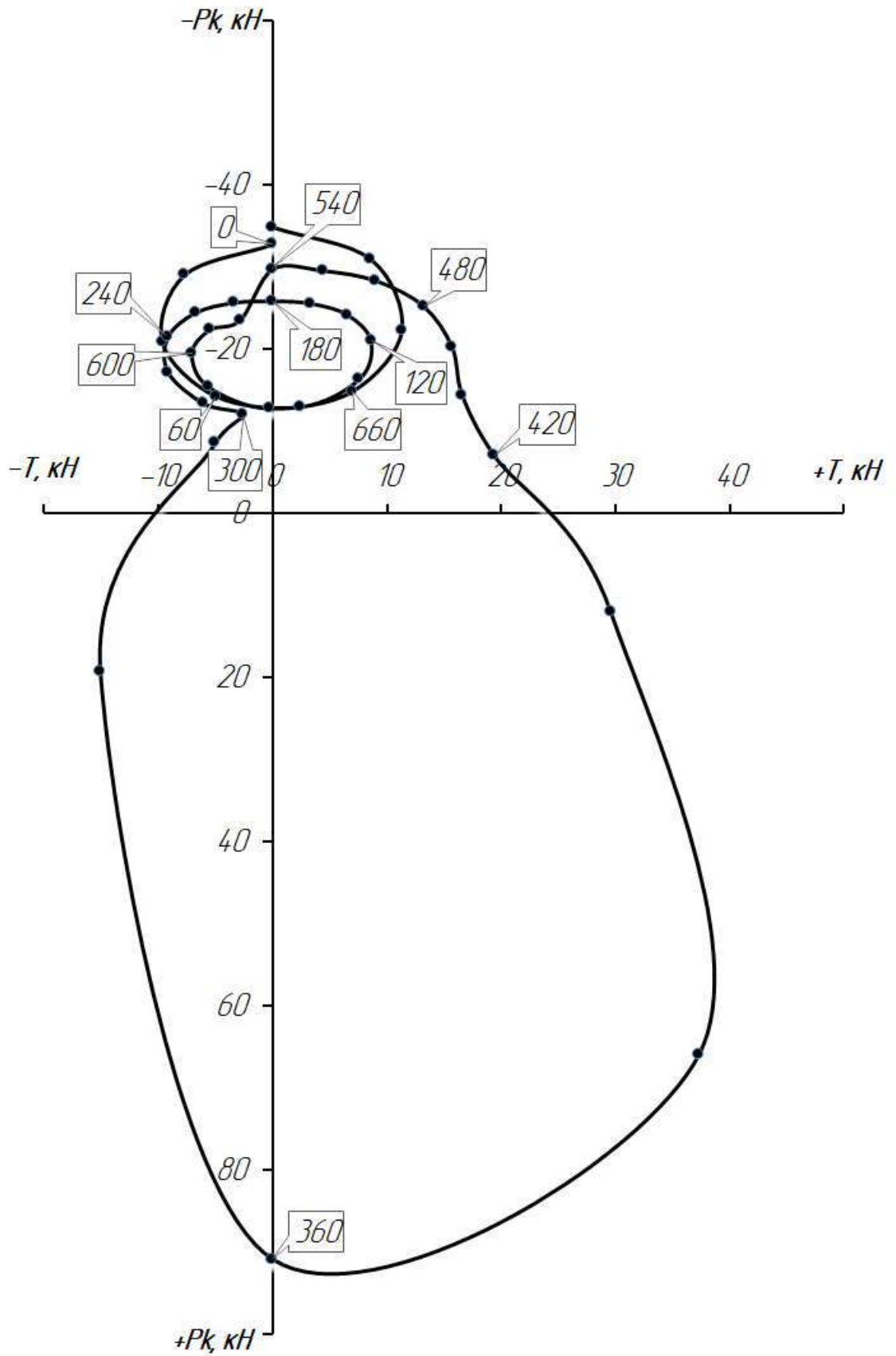


Рисунок 3.5 – Сили, що діють на шатунну шийку (полярна діаграма)

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). Аналогічно знаходять значення навантажень на корінні шийки [2]:

$$\begin{aligned} R_{\text{шш мах}} &= 101,6 \text{ кН}; & R_{\text{кш мах}} &= 43,55 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш мін}} &= 8,9 \text{ кН}; & R_{\text{кш мін}} &= 3,78 \text{ кН}; \\ R_{\text{шш ср}} &= 26,08 \text{ кН}; & R_{\text{кш ср}} &= 31,86 \text{ кН}. \end{aligned}$$

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 $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш1}} = -0,5 \cdot R_{\text{к1}} = -0,5 \cdot 48,2 = 24,1 \text{ кН}. \quad (3.16)$$

Сила, що діє на другу корінну шийку при $\varphi = 6^\circ$:

$$R_{\text{кш2}} = \sqrt{T_{\text{к2}}^2 + K_{\text{к2}}^2} = \sqrt{(0,812)^2 + (3,28)^2} = 3,37 \text{ кН}. \quad (3.17)$$

де $T_{\text{к2}} = (T_1 - T_2) = (1,31 - (-0,503)) = 0,812 \text{ кН};$

$K_{\text{к2}} = (K_{\text{рк1}} - K_{\text{рк1}}) = (24,1 + (-20,8)) = 3,28 \text{ кН}.$

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 $M_{\text{сум}}$. 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 $(M_i)_{\text{ср}} = 192,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і сумарний середній індикаторний крутний момент двигуна $(M_{\text{сум}})_{\text{ср}} = 769,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

За даними протоколу динамічного розрахунку будують діаграму крутного моменту від одного циліндра (діаграму сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна) [2] (рис.3.6).

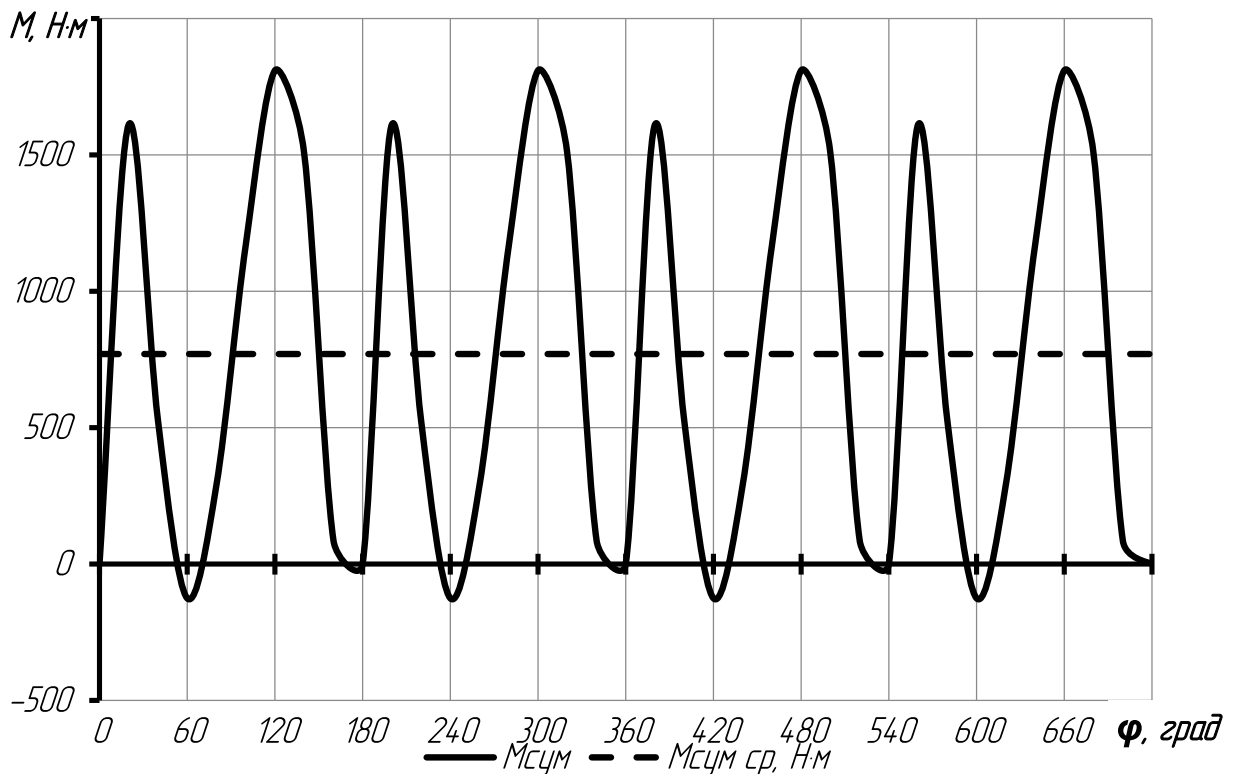


Рисунок 3.6 – Діаграма сумарного індикаторного крутного моменту на вихідному валу двигуна

4 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ НАДДУВУ

Якщо для збільшення потужності дизеля використовують газотурбінний наддув, то марку турбокомпресора вибирають в залежності від витрати повітря і ступені наддуву за характеристиками агрегатів наддуву, які виробляються спеціалізованими підприємствами.

Вихідні дані з теплового розрахунку:

- ступінь підвищення тиску $\pi_k = 2,1$.
- тиск наддувочного повітря $p_k = 211300$ Па;
- температура повітря у впускному колекторі $T_k = 366$ К;
- адіабатний ККД компресора $\eta_{ад} = 0,75$;
- охолоджувач наддувочного повітря – ϵ ;
- ефективна потужність $N_e = 135$ кВт;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2307 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$.

Розраховуємо годинну витрату палива на номінальному режимі:

$$G_{п} = N_e \cdot g_e \quad (4.1)$$

$$G_{п} = 135 \cdot 0,2307 = 31,14 \text{ кг/год.}$$

Розраховуємо витрату повітря двигуном:

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-\nu} \cdot \alpha l_o G_{п}, \quad (4.2)$$

$$G = \frac{1}{3600} \cdot \frac{1}{1-0,03} \cdot 1,6 \cdot 14,45 \cdot 31,14 = 0,206 \text{ кг/с,}$$

де $l_o = 14,45$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря при згоранні;

$\nu = 0 \dots 0,05$ – коефіцієнт продувки;

$\alpha = 1,6$ – коефіцієнт надлишку повітря (з теплового розрахінку).

Витрата повітря через компресор (масова):

$$G_k = G \cdot \beta, \quad (4.3)$$

$$G_{k(\text{мас.})} = 0,206 \cdot 1,01 = 0,208 \text{ кг/с.}$$

де $\beta = 1 \dots 1,02$ – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати у впускній системі між компресором і КДВЗ.

Знаючи величину густини стисненого повітря $\rho_k = 2,012 \text{ кг/м}^3$, знаходимо об'ємну витрату повітря через компресор:

$$G_{k(\text{об'єм})} = \frac{G_{k(\text{мас.})} \cdot 60}{\rho_k}, \quad (4.4)$$

$$G_{k(\text{об'єм})} = \frac{0,208 \cdot 60}{2,012} = 9,304 \text{ м}^3/\text{хв},$$

Знаючи величину ступеня підвищення тиску $\pi_k = 2,1$ і витрату повітря компресором $G_{k(\text{об'єм})} = 9,3304 \text{ м}^3/\text{хв}$, можна підібрати турбокомпресор, який задовольнить дані технічні вимоги. За характеристиками турбокомпресорів ТКР (рисунок 4.1) визначаємо, що для проектованого дизеля підходить агрегат наддуву ТКР-6.5.

Характеристики турбокомпресора ТКР-6.5 [6]:

- подача повітря – від $G_k = 0,12 \text{ кг/с}$ до $G_k = 0,3 \text{ кг/с}$;
- ступінь стиснення (максимальний) $\pi_k = 3,0$;
- частота обертання (максимальна) $130\,000 \text{ хв}^{-1}$;
- температура відпрацьованих газів перед турбіною (максимальна)

$$T_T = 700 \text{ }^\circ\text{C};$$

- вага $8,5 \text{ кг}$.

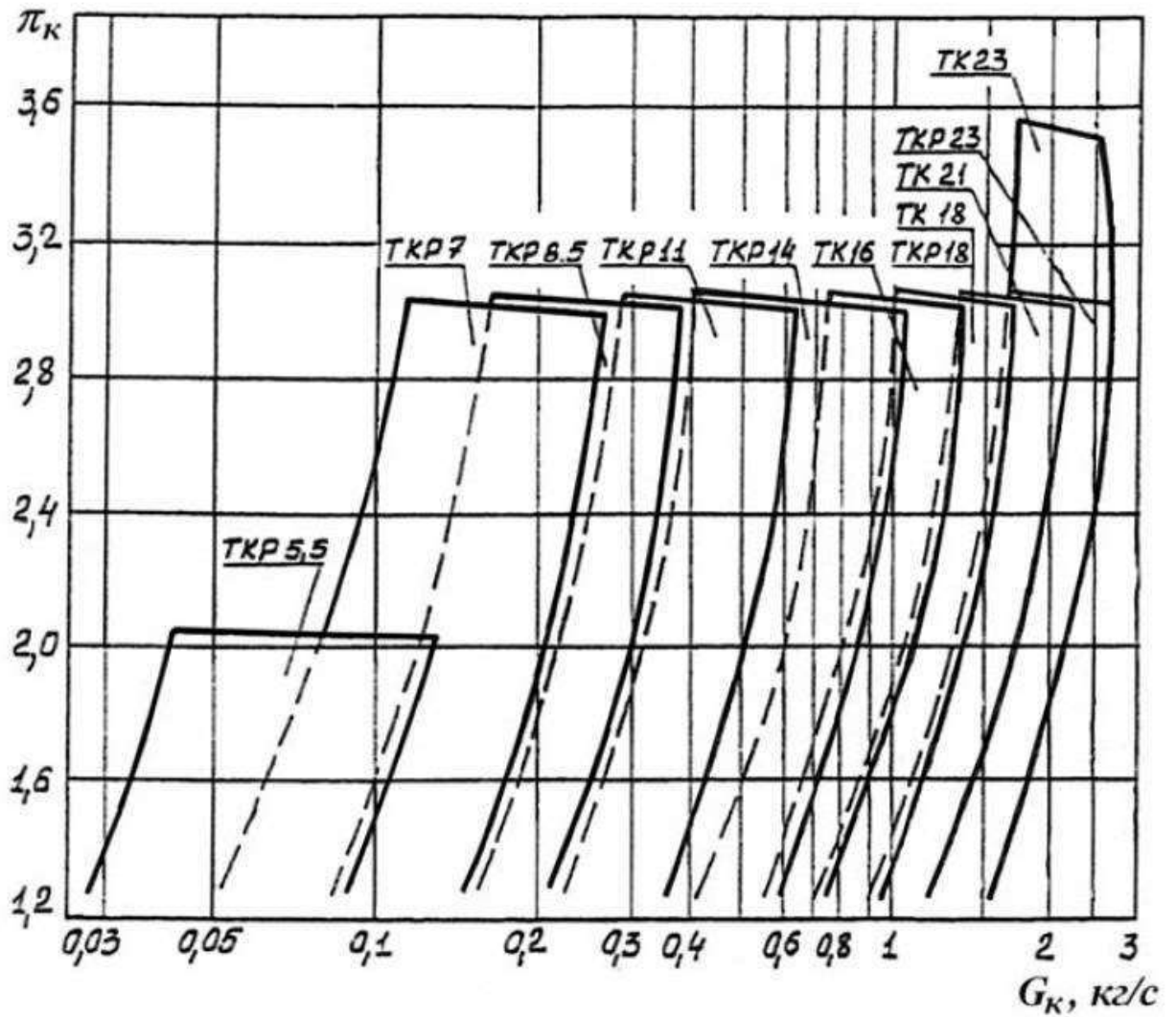


Рисунок 4.1 – Поля подач турбокомпресорів [6]

Розроблено складальне креслення турбокомпресора на 2 аркушах формату А1 та специфікація на 1 аркуші (додаток В).

5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

5.1 Розрахунок на міцність поршня

Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без урахування змінних навантажень, величина яких враховується при встановленні відповідних допустимих напружень. Розраховують днище, стінку головки, верхню кільцеву перемичку, опорну поверхню і юбку поршня [15].

На підставі даних теплового і динамічного розрахунків встановлено: діаметр циліндра $D = 121$ мм, хід поршня $S = 138$ мм, максимальний тиск згорання $p_{z \max} = 11,84$ МПа при $n = 2450$ мин^{-1} , площа поршня $F_{\text{п}} = 0,0115$ м^2 , найбільша нормальна сила $N_{\max} = 8233$ Н при $\varphi = 384^\circ$, маса поршневої групи $m_{\text{п}} = 2,71$ кг, частота обертання $n_{\text{хх max}} = 6600$ мин^{-1} , відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda = 0,2694$.

Відповідно до існуючих аналогічних двигунів і з урахуванням співвідношень [15], приймаємо: висоту поршня $H = 138$ мм (прийнято з міркувань міцності), висоту юбки поршня $h_{\text{ю}} = 84$ мм, радіальну товщину кільця $t = 8,9$ мм, радіальний зазор кільця в канавці поршня $\Delta t = 0,9$ мм, товщину верхньої кільцевої перемички $h_{\text{п}} = 6,1$ мм, товщину стінки головки поршня $s = 8,4$ мм, число і діаметр масляних каналів у поршні $n_{\text{м}} = 12$ і $d_{\text{м}} = 3$ мм, $a = 5,5$ мм – висота кільця. Матеріал поршня – алюмінієвий сплав АК12М2МгН (АЛ 25), з коефіцієнтом лінійного розширення $\alpha_{\text{п}} = 2,5 \cdot 10^{-6}$ К^{-1} .

Напруження згину в днищі поршня:

$$\sigma_{\text{из}} = p_{z \max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 11,84 \left(\frac{0,0423}{0,013} \right)^2 = 125,4 \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

де r_i – внутрішній радіус днища:

$$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t) = \frac{0,121}{2} - (0,0084 + 0,0089 + 0,0009) = 0,0423 \text{ м.}$$

Для поршнів з алюмінієвих сплавів: $[\sigma_{из}] = 20 \dots 25 \text{ МПа.}$

Для чавунних поршнів: $[\sigma_{из}] = 40 \dots 50 \text{ МПа.}$

При наявності ребер жорсткості допустимі напруження зростають:

Для поршнів з алюмінієвих сплавів: $[\sigma_{из}] = 50 \dots 150 \text{ МПа.}$

Для чавунних поршнів: $[\sigma_{из}] = 80 \dots 200 \text{ МПа.}$

Напруження згину в днищі поршня незначно перевищує допустимі межі для поршнів з алюмінієвих сплавів. Рекомендується посилити днище ребрами жорсткості [15].

Головка поршня в перерізі $x - x$, ослаблена отворами для відводу масла, перевіряється на стиснення і розрив.

Напруження стиснення, МПа [15]:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}}, \quad (5.2)$$

де $P_{z \max}$ – максимальна сила тиску газів на днище поршня, МН:

$$P_{z \max} = p_{z \max} \cdot F_{п} = 11,84 \cdot 10^6 \cdot 0,0115 = 136,2 \text{ кН}; \quad (5.3)$$

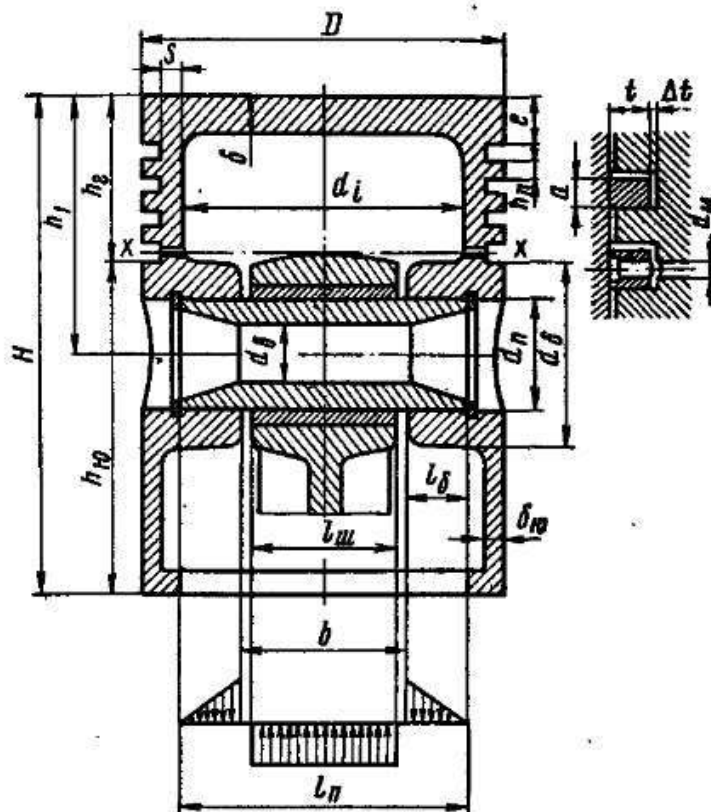


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема поршня [15].

F_{x-x} – площа перерізу $x-x$, m^2 :

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n_m F', \quad (5.4)$$

де d_k – діаметр поршня по дну канавок:

$$d_k = D - 2(t + \Delta t) = 0,121 - 2(0,0089 + 0,0009) = 0,1014 \text{ м}; \quad (5.5)$$

d_i – внутрішній діаметр днища поршня:

$$\begin{aligned} d_i &= D - 2(s + t + \Delta t) = \\ &= 0,121 - 2(0,0084 + 0,0089 + 0,0009) = 0,0846 \text{ м}; \end{aligned} \quad (5.6)$$

F' – площа поздовжнього діаметрального перерізу масляного каналу:

$$F' = \frac{(d_k - d_i)}{2} d_m = \frac{(0,1014 - 0,0846)}{2} 0,003 = 2,52 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (5.7)$$

Тоді площа перерізу $x - x$ дорівнює:

$$F_{x-x} = \frac{3,14}{4} (0,1014^2 - 0,0846^2) - 12 \cdot 2,52 = 2,217 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Напруження стиснення:

$$\sigma_{сж} = \frac{136,2}{2,217} = 61,43 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження стиснення для поршнів з алюмінієвих сплавів при наявності ребер жорсткості $[\sigma_{сж}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$ [15]. Отже $[\sigma_{сж}] > \sigma_{сж}$, тобто міцність поршня в даному перерізі $x - x$ відповідають умові по напруженню стиснення [15].

Напруження розриву в перерізі $x - x$, МПа [15]:

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}}, \quad (5.8)$$

де P_j – сила інерції зворотно-поступально рухомих мас, визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна [15]:

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{xx \max} (1 + \lambda), \quad (5.9)$$

де m_{x-x} – маса головки поршня з кільцями, розташована вище перерізу $x - x$, для проектованого двигуна приймаємо [15]:

$$m_{x-x} = (0,4 \dots 0,6)m_{\Pi} = 0,45 \cdot 2,71 = 1,22 \text{ кг}; \quad (5.10)$$

$\omega_{xx \max}$ – максимальна кутова швидкість холостого ходу двигуна:

$$\omega_{xx \max} = \frac{\pi n_{xx \max}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6600}{30} = 691,2 \text{ с}^{-1}, \quad (5.11)$$

тоді

$$P_j = 1,22 \cdot 0,069 \cdot 691,2^2 (1 + 0,2694) = 51,05 \text{ кН},$$

Напруження розриву в перерізі $x - x$:

$$\sigma_p = \frac{51,05}{2,217} = 23,03 \text{ МПа},$$

Допустимі напруження на розрив для поршнів з алюмінієвих сплавів $[\sigma_p] = 4 \dots 10 \text{ МПа}$ [15]. Отже $[\sigma_p] > \sigma_p$, тобто міцність поршня в даному перерізі $x - x$ відповідають умові по напруженню на розрив [15].

Напруження у верхній кільцевій перемичці [15]:

а) зрізу:

$$\tau = 0,0314 p_{z \max} \frac{D}{h_{\Pi}} = 0,0314 \cdot 11,84 \frac{0,121}{0,0061} = 7,375 \text{ МПа}; \quad (5.12)$$

б) згину:

$$\sigma_{из} = 0,0045 p_{z \max} \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0,0045 \cdot 11,84 \left(\frac{0,121}{0,0061} \right)^2 = 20,96 \text{ МПа}; \quad (5.13)$$

в) складне:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{20,96^2 + 4 \cdot 7,375^2} = 25,63 \text{ МПа}. \quad (5.14)$$

Допустимі напруження в верхніх кільцевих перемичках з урахуванням значних температурних навантажень знаходяться в допустимих межах [15]:

$$\text{Для поршнів з алюмінієвих сплавів:} \quad [\sigma_{\Sigma}] = 30 \dots 40 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для чавунних поршнів:} \quad [\sigma_{\Sigma}] = 60 \dots 80 \text{ МПа.}$$

Максимальні значення питомого тиску юбки поршня $h_{ю}$ і поршня по всій висоті H на стінку циліндра визначаються згідно рівнянь [15]:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю}D} = \frac{8233}{0,084 \cdot 0,121} = 0,81 \text{ МПа,} \quad (5.15)$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{HD} = \frac{8233}{0,138 \cdot 0,121} = 0,4931 \text{ МПа.} \quad (5.16)$$

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів $q_1 = 0,3 \dots 1,1$ і $q_2 = 0,2 \dots 0,7$ [15].

З метою запобігання заклинювання поршнів при роботі двигуна розміри діаметрів головки D_{Γ} і юбки $D_{ю}$ поршня визначають, виходячи з наявності необхідних монтажних зазорів Δ_{Γ} и $\Delta_{ю}$ між стінками циліндра і поршня в холодному стані. За статистичними даними для алюмінієвих поршнів з нерозрізними юбками [15]:

$$\Delta_{\Gamma} = (0,006 \dots 0,008)D = 0,007 \cdot 121 = 0,847 \text{ мм,} \quad (5.17)$$

$$\Delta_{ю} = (0,001 \dots 0,002)D = 0,002 \cdot 121 = 0,242 \text{ мм.} \quad (5.18)$$

Визначаємо діаметри головки та юбки поршня [15]:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 121 - 0,847 = 120,2 \text{ мм,} \quad (5.19)$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 121 - 0,242 = 120,8 \text{ мм.} \quad (5.20)$$

Зазори Δ'_{Γ} і $\Delta'_{ю}$ між стінками циліндра і поршня в гарячому стані [15]:

$$\Delta'_{\Gamma} = D[1 + \alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_{\Gamma}[1 + \alpha_{п}(T_{\Gamma} - T_0)] = \quad (5.21)$$

$$= 121[1 + 1,1 \cdot 10^{-6}(600 - 293)] - \\ -120,2 \cdot [1 + 2,5 \cdot 10^{-6}(585 - 293)] = 0,7531 \text{ мм};$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D[1 + \alpha_{\text{ц}}(T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}}[1 + \alpha_{\text{п}}(T_{\text{ю}} - T_0)] = \quad (5.22) \\ = 121[1 + 1,1 \cdot 10^{-6}(600 - 293)] - \\ -120,8[1 + 2,5 \cdot 10^{-6}(483 - 293)] = 0,1835 \text{ мм},$$

де $\Delta'_{\text{г}}$ і $\Delta'_{\text{ю}}$ – діаметральні зазори в гарячому стані між стінкою циліндра і головкою поршня і між стінкою циліндра і юбкою поршня, відповідно;

$T_{\text{ц}} = 600 \text{ К}$ – температура циліндра;

$T_{\text{г}} = 585 \text{ К}$ – температура головки поршня;

$T_{\text{ю}} = 483 \text{ К}$ – температура юбки поршня;

$T_0 = 293 \text{ К}$ – початкова температура циліндра і поршня.

Позитивні значення $\Delta'_{\text{г}}$ і $\Delta'_{\text{ю}}$ є умовою нормальної роботи поршня в циліндрі і свідчить про неможливість його заклинювання при роботі [15].

Висновок: виконані розрахунки на міцність показують, що всі поршень має достатні запаси міцності по перерізах і може працювати в умовах підвищених навантажень.

6 ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі бакалавра розроблено проєкт рядного 4-циліндрового дизеля потужністю 135 кВт при 2450 хв^{-1} для вантажного автомобіля. За результатами проведеного розрахунку термодинамічного циклу двигуна розраховано стан робочого тіла за циклу, визначені індикаторні показники двигуна:

- індикаторна робота $L_i = 2214 \text{ Дж/цикл}$;
- середній індикаторний тиск $p_i = 1,395 \text{ МПа}$;
- індикаторний ККД $\eta_i = 0,49$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,173 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;

та ефективні показники двигуна:

- ефективна потужність двигуна $N_e = 135,6 \text{ кВт}$;
- середній ефективний тиск $p_e = 1,046 \text{ МПа}$;
- питома ефективна витрата палива $g_e = 0,2307 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$;
- ефективний ККД $\eta_e = 0,3672$.

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 $M_{i1 \text{ ср}} = 192,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- на вихідному валу двигуна $M_{i \text{ сум ср}} = 769,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Розраховано ефективний крутний момент двигуна $M_e = 577,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Виконано конструювання механізмів та систем двигуна з врахуванням конструктивних рішень двигуна-прототипу серії Д-245. Розроблено складальне креслення двигуна у двох перерізах.

Визначено основні параметри системи наддуву:

- годинна витрата палива $G_{\text{п}} = 31,14$ кг/год;
- масова витрата повітря через компресор $G_{\text{к(мас.)}} = 0,208$ кг/с;
- об'ємна витрата повітря через компресор $G_{\text{к(об'єм)}} = 9,304$ м³/хв;

Характеристики обраного турбокомпресора ТКР-6.5:

- подача повітря – від $G_{\text{к}} = 0,12$ кг/с до $G_{\text{к}} = 0,3$ кг/с;
- ступінь стиснення (максимальний) $\pi_{\text{к}} = 3,0$;
- частота обертання (максимальна) $130\,000$ хв⁻¹;
- температура відпрацьованих газів перед турбіною (максимальна)

$T_{\text{т}} = 700$ С;

- вага 8,5 кг.

Виконано перевірочний розрахунок елементів поршня:

- днище поршня на вигин та теплові навантаження;
- головка поршня в перерізі х-х на стиснення та розрив;
- верхня кільцева перемичка на зріз та вигин.

Розраховано теплові зазори в парі «поршень-гільза».

Всі виконані розрахунки підтверджують правильність прийнятих конструктивних рішень. Поршень проектного двигуна має надійно працювати в умовах прийнятих 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 II 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. Посібник з ремонту Д-245 [Електронний ресурс]. — Сайт "Ардесто". — Режим доступу: <https://prot.ardesto.cx.ua/articles/posibnik-z-remontu-d-245.html>. (Переглянуто 28 травня 2025 р.).

ДОДАТОК А

Результати розрахунків робочого циклу ДВЗ

Таблица А.1 – Протокол результатов теплового расчета

φ°	$p, \text{ Па}$	$T, \text{ К}$	$M, \text{ кг}$	$V, \text{ м}^3$
180	190200	434,4	0,002583	0,001693
190	192200	436,6	0,002583	0,001684
200	197000	440,6	0,002583	0,001657
210	205200	446,5	0,002583	0,001613
220	217200	454,6	0,002583	0,001551
230	234200	465,1	0,002583	0,001472
240	257800	478,6	0,002583	0,001376
250	290400	495,6	0,002583	0,001265
260	335900	517	0,002583	0,001141
270	400600	543,7	0,002583	0,001006
280	494600	577,2	0,002583	0,0008652
290	635900	619,6	0,002583	0,0007223
300	856900	673,5	0,002583	0,0005827
310	1218000	742,8	0,002583	0,000452
320	1838000	832	0,002583	0,0003356
330	2935000	945,5	0,002583	0,0002388
340	4819000	1080	0,002583	0,0001662
350	7380000	1205	0,002583	0,0001211
360	10950000	1554	0,002598	0,0001058
370	11620000	1869	0,002623	0,0001211
380	9305000	2035	0,002647	0,0001662
390	6606000	2063	0,002665	0,0002388
400	4579000	2000	0,002677	0,0003356
410	3224000	1892	0,002684	0,000452
420	2343000	1770	0,002687	0,0005827
430	1767000	1654	0,002688	0,0007223
440	1384000	1552	0,002689	0,0008652
450	1124000	1466	0,002689	0,001006
460	943000	1394	0,002689	0,001141
470	814900	1336	0,002689	0,001265
480	722700	1289	0,002689	0,001376
490	655700	1251	0,002689	0,001472
500	606900	1220	0,002689	0,001551
510	571900	1195	0,002689	0,001613
520	547600	1176	0,002689	0,001657
530	532400	1162	0,002689	0,001684
540	524900	1151	0,002689	0,001693

ИНДИКАТОРНЫЕ_ПОКАЗАТЕЛИ_ЦИКЛА

$Li_ = 2214$ $Pi_ = 1395000$

$ni_ = 0,49$ $Gi_ = 0,173$

ДАЙТЕ_ОЦЕНКУ_ЦИКЛОВЫМ_ПОКАЗАТЕЛЯМ__P3,_Q2,_G1

Таблиця А.2 – Протокол результатів динамічного розрахунку

φ°	P,Н	N,Н	S,Н	K,Н	T,Н	Mi, Н•м
0	-20000	0	-20000	-20000	0	0
20	-18000	-1660	-18100	-16300	-7710	-532
40	-12500	-2190	-12600	-8130	-9680	-668
60	-5040	-1210	-5180	-1470	-4970	-343
80	2340	644	2430	-228	2420	167
100	8100	2230	8400	-3600	7590	524
120	11500	2770	11900	-8170	8610	594
140	12900	2280	13100	-11400	6580	454
160	13200	1220	13200	-12800	3360	232
180	13100	0	13100	-13100	0	0
200	13300	-1230	13300	-12900	-3380	-233
220	13300	-2330	13500	-11700	-6740	-465
240	12300	-2960	12700	-8720	-9200	-634
260	9780	-2690	10100	-4350	-9160	-632
280	5840	-1610	6060	-569	-6030	-416
300	2630	-631	2710	769	-2590	-179
320	6490	-1140	6590	4240	-5050	-348
340	35300	-3260	35400	32000	-15100	-1040
360	104000	0	104000	104000	0	0
380	86800	8040	87200	78900	37300	2570
400	38000	6680	38600	24800	29600	2040
420	19700	4730	20300	5760	19400	1340
440	16100	4420	16700	-1560	16600	1150
460	16800	4610	17400	-7450	15700	1080
480	17700	4240	18200	-12500	13200	910
500	17700	3120	18000	-15600	9010	622
520	17300	1600	17400	-16800	4410	304
540	17000	0	17000	-17000	0	0
560	11100	-1030	11200	-10800	-2840	-196
580	10900	-1920	11100	-9590	-5540	-382
600	9500	-2280	9770	-6730	-7090	-489
620	6060	-1670	6280	-2690	-5670	-392
640	296	-81,6	307	-28,9	-306	-21,1
660	-7080	1700	-7280	-2070	6980	482
680	-14500	2550	-14700	-9470	11300	778
700	-20000	1850	-20100	-18200	8590	593
720	-22100	0	-22100	-22100	0	0

(Mi)_{cp}= 192,4

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	-532	-233	-196	2570	1610	
40	-668	-465	-382	2040	524	
60	-343	-634	-489	1340	-125	
80	167	-632	-392	1150	288	
100	524	-416	-21,1	1080	1170	
120	594	-179	482	910	1810	
140	454	-348	778	622	1510	
160	232	-1040	593	304	85,7	
180	0	0	0	0	0	
200	-233	2570	-532	-196	1610	
220	-465	2040	-668	-382	524	
240	-634	1340	-343	-489	-125	
260	-632	1150	167	-392	288	
280	-416	1080	524	-21,1	1170	
300	-179	910	594	482	1810	
320	-348	622	454	778	1510	
340	-1040	304	232	593	85,7	
360	0	0	0	0	0	769,6
380	2570	-196	-233	-532	1610	
400	2040	-382	-465	-668	524	
420	1340	-489	-634	-343	-125	
440	1150	-392	-632	167	288	
460	1080	-21,1	-416	524	1170	
480	910	482	-179	594	1810	
500	622	778	-348	454	1510	
520	304	593	-1040	232	85,7	
540	0	0	0	0	0	
560	-196	-532	2570	-233	1610	
580	-382	-668	2040	-465	524	
600	-489	-343	1340	-634	-125	
620	-392	167	1150	-632	288	
640	-21,1	524	1080	-416	1170	
660	482	594	910	-179	1810	
680	778	454	622	-348	1510	
700	593	232	304	-1040	85,7	
720	0	0	0	0	0	

ДОДАТОК Б
Специфікації складальних креслень

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка	
<u>Документація</u>							
A1			245-1000000 СБ	Двигун			
<u>Складальні одиниці</u>							
		1	245-1002008	Блок циліндрів	1		
		2	245-1003015	Головка блоку циліндрів	1		
		3	245-1005015	Вал колінчастий	1		
		4	245-1004045	Шатун	4		
		5	245-1005120	Маховик	1		
		6	245-1001020	Масляний насос	1		
		7	245-1002010	Форсунка	4		
		8	245-1000020	Паливопровід високого тиску	1		
		9	245-1000010	Маслоприймник	1		
<u>Деталі</u>							
		10	245-1002021	Гільза циліндра	4		
		11	245-1004013	Поршень	4		
		12	245-1004020	Палець поршневий	4		
		13	245-1007010	Клапан впускний	4		
		14	245-1007015	Клапан випускний	4		
		15	245-1007020	Пружина клапана	8		
		16	245-1006015	Вал розподільчий	1		
Д245-1000000 СБ							
Зм.		Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		
Разроб.		Черевко А.В.				Літ.	
Перевірів		Слинько Г.І.				Аркуш	
						1	
						Аркушів	
						4	
Н. контр.		Рябашапка Н.Є.				НУ "Запорізька політехніка" Група Т-412сп	
Затв.		Артюх О.М.					
№в. № ориг.						Двигун	

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка		
<u>Документація</u>								
A1			ТКР-1005033 СБ	Турбокомпресор				
<u>Складальні одиниці</u>								
		1	ТКР-1008311	Корпус середній	1			
		2	ТКР-1008312	Корпус компресора	1			
		3	ТКР-1008313	Корпус турбіни	1			
		4	ТКР-1008314	Робоче колесо турбіни	1			
<u>Деталі</u>								
		5	ТКР-1008315	Манжета	1			
		6	ТКР-1008316	Робоче колесо компресора	1			
		7	ТКР-1008317	Гайка спеціальна	1			
		8	ТКР-1008318	Вал в сборі	1			
		9	ТКР-1008319	Втулка	2			
		10	ТКР-1008320	Ущільнююче кільце	1			
		11	ТКР-1008321	Пружина упорна	1			
		12	ТКР-1008322	Манжета	2			
		13	ТКР-1008323	Стопорне кільце	2			
		14	ТКР-1008324	Шайба	1			
		15	ТКР-1008325	Манжета	1			
		16	ТКР-1008326	Стопорне кільце	1			
ТКР-1005033 СБ								
Зм.		Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			
Разроб.		Черевко А.В.				Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірів		Слинько Г.І.						
Н. контр.		Рябашапка Н.Є.				ДУ "Запорізька політехніка" Група Т-410ін		
Затв.		Артюх О.М.						

