

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько

## **ТЕПЛОВИЙ І ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВЗ**

Навчальний посібник  
з курсового проектування

Запоріжжя  
НУ «Запорізька політехніка»  
2024

УДК 621.43 (075.8)  
С47

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національного університету «Запорізька політехніка»  
(Протокол № 5 від 19 грудня 2023 р.)*

### **Рецензенти**

**Корогодський В. А.**, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, д.т.н., професор

**Лісачук Г. В.**, завідувач НДЧ НТУ «Харківський політехнічний інститут», заслужений діяч науки і техніки України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, д.т.н., професор

**Слинько Г. І.**

С47 Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.

ISBN 978-617-529-442-0

У навчальному посібнику наведені теоретичні положення та практичні аспекти виконання курсових проектів з теплового та динамічного розрахунку поршневих двигунів внутрішнього згоряння.

Посібник призначений для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньої програми «Двигуни внутрішнього згоряння» та викладачів закладів вищої освіти.

**УДК 621.43 (075.8)**

ISBN 978-617-529-442-0

© Національний університет  
«Запорізька політехніка», 2024  
© Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф.,  
Слинько В. В., 2024

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАК, ОДИНИЦЬ І ТЕРМІНІВ	5
ПЕРЕДМОВА	9
ВСТУП	12
1 ЗАГАЛЬНА ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	13
1.1 Постановка задачі	13
1.2 Методи рішення задачі	14
1.3 Фізико-математична модель другого рівня для розрахунку робочого циклу ДВЗ	15
1.4 Динамічний розрахунок двигуна	22
1.5 Дослідницька частина проекту	24
2 ОПИС КОМП'ЮТЕРНОЇ ПРОГРАМИ ENGINE CALCULATION	27
3 РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	32
3.1 Індивідуальне завдання до проекту	32
3.2 Константи, що використовуються в розрахунку	34
3.3 Початкові дані для розрахунку	35
3.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку	46
3.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ	48
3.5.1 Швидкісні характеристики двигуна	49
3.5.2 Характеристики навантажень двигуна	50
3.5.3 Пусковий режим	52
3.5.4 Вплив вологості повітря	52
3.6 Динамічний розрахунок	53
3.7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму	57
3.8 Висновки і рекомендації	57
4 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	58
4.1 Оформлення курсового проекту	58
4.2 Захист курсового проекту	59
5 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ (БЕНЗИНОВИЙ АТМОСФЕРНИЙ ДВИГУН)	60
5.1 Індивідуальне завдання до проекту	64
5.2 Початкові дані для розрахунку двигуна MeM3-245	64
5.3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків	70
5.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку	73
5.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ	75
5.6 Динамічний розрахунок	82
5.7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму	87
5.8 Висновки і рекомендації	89

6 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ (ДИЗЕЛЬ З НАДДУВОМ)	90
6.1 Індивідуальне завдання до проєкту	94
6.2 Початкові дані для розрахунку двигуна 8ЧН 12/13	94
6.3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків	101
6.4 Контроль і аналіз результатів розрахунку	101
6.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ	104
6.6 Динамічний розрахунок	112
6.7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму	117
6.8 Висновки і рекомендації	117
7 ПЕРЕЛІК КОНТРОЛЬНИХ ЗАПИТАНЬ	120
ЛІТЕРАТУРА	123
ДОДАТОК А ПРОГРАМНИЙ КОД ENGINE CALCULATION	124

## ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАК, ОДИНИЦЬ І ТЕРМІНІВ

- ВМТ – верхня мертва точка;  
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;  
ККД – коефіцієнт корисної дії;  
КШМ – кривошипно-шатунний механізм;  
НМТ – нижня мертва точка;  
ПК – персональний комп'ютер;  
ПКВ – поворот колінчастого валу;  
ФММ – фізико-математична модель;
- $c_p$  – теплоємність робочого тіла при постійному тиску;  
 $c_v$  – теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі;  
D – діаметр циліндра;  
d – вологовмісткість;  
dx – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до певного моменту часу;  
 $F_k, F_{wk}$  – площа теплообміну кришки;  
 $F_{\pi}$  – площа плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра;  
 $F'_{\pi}, F_{w\pi}$  – площа теплообміну поршня;  
 $F_w$  – площа поверхні тепловіддачі всіх стінок камери згорання;  
 $g_e$  – питома ефективна витрата палива;  
 $g_i$  – питома індикаторна витрата палива;  
 $H_u$  – дійсна теплота згорання палива;  
 $H_{uT}$  – теоретична теплота згорання (при повному згоранні палива);  
i – число циліндрів двигуна;  
j – кількість поверхонь камери згорання з різними температурами;  
K – коефіцієнт навантаження (в тепловому розрахунку); нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі (в динамічному розрахунку);  
k – показник адіабати робочого тіла;  
к – показник адіабати для повітря;  
 $L_i$  – індикаторна робота;  
 $L_o$  – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;  
 $\ell_o$  – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;  
M – обертальний момент на кривошипі;  
 $M_e$  – середній ефективний обертальний момент на валу;  
 $M_i$  – обертальний момент на кривошипі i-го циліндра;  
 $M_{i_{cp}}$  – середнє значення сумарного обертального моменту на кривошипі i-го циліндра;

$M_{\Sigma}$  – сумарний обертальний момент двигуна;  
 $M_{\Sigma \text{ ср}}$  – середнє значення сумарного обертального моменту двигуна;  
 $m$  – маса робочого тіла;  
 $m_1$  – показник згорання;  
 $m_A$  – приведена маса частин, що поступально рухаються;  
 $m_a$  – маса робочого тіла на початку циклу;  
 $m_{\text{сух}}$  – маса сухого повітря;  
 $m_k$  – приведена маса кривошипа;  
 $m_{\text{шк}}$  – частина маси шатуна, приведена до осі шатунної шийки;  
 $m'_{\text{п}}$  – питома маса поршневого комплекту;  
 $m'_{\text{ш}}$  – питома маса шатунного комплекту;  
 $N$  – бокова сила, що діє на поршень;  
 $N_e$  – ефективна потужність;  
 $N_i$  – індикаторна потужність;  
 $N_M$  – потужність механічних втрат на номінальному режимі;  
 $n$  – частота обертання колінчастого валу;  
 $n_{\text{min}}$  – мінімальна частота обертання колінчастого валу;  
 $n_{\text{ном}}$  – частота обертання колінчастого валу номінального режиму;  
 $P_{\text{п}}$  – сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра;  
 $P_{\text{ок}}$  – сила інерції кривошипа;  
 $P_{\text{ош}}$  – сила інерції кривошипної головки шатуна;  
 $P_{\text{кп}}$  – сумарна сила на корінний підшипник;  
 $P_{\text{шп}}$  – сумарна сила на шатунний підшипник;  
 $p$  – тиск робочого тіла;  
 $p_a$  – тиск робочого тіла на початку циклу;  
 $p_e$  – середній ефективний тиск;  
 $p_i$  – середній індикаторний тиск;  
 $p_k$  – тиск наддуву;  
 $p'_k$  – тиск наддуву на режимі часткового навантаження;  
 $p_{\text{доп}}$  – допустимий максимальний тиск за цикл;  
 $p_o$  – тиск атмосферного повітря;  
 $Q_e$  – теплота, підведена до робочого тіла за рахунок згорання;  
 $Q_w$  – теплота за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками);  
 $R$  – газова стала для робочого тіла;  
 $r_k$  – радіус кривошипа;  
 $S$  – хід поршня (в тепловому розрахунку); сила, що діє на шатун (в динамічному розрахунку);  
 $S_o$  – мінімальна відстань між поршнем і кришкою при положенні поршня у ВМТ;

$T$  – температура робочого тіла (в тепловому розрахунку); тангенціальна сила, що діє на кривошип (в динамічному розрахунку);

$T_a$  – температура робочого тіла на початку циклу;

$T_r$  – температура залишкових газів;

$T_k$  – температура наддувочного повітря;

$T_k'$  – температура на виході з компресора;

$T_o$  – температура атмосферного повітря;

$T_{\text{доп}}$  – допустима максимальна температура за цикл;

$T_w$  – середня температура всіх стінок камери згорання;

$V$  – об'єм робочого тіла;

$V_a$  – об'єм робочого тіла на початку циклу;

$V_c$  – об'єм камери стиснення;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;

$\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі на границі робоче тіло – тверда стінка;

$\beta$  – кут між віссю циліндра та віссю шатуна;

$\gamma$  – кут розвалу циліндрів у V-подібного двигуна;

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів;

$\Delta m_{v \text{ ц}}$  – циклова масова подача повітря;

$\Delta m_{\text{вим}}$  – циклова масова подача повітря, необхідна для компенсації потужності механічних втрат;

$\Delta m_{r \text{ ц}}$  – циклова масова подача палива;

$\Delta m'_{\text{тц}}$  – циклова масова подача палива на часткових режимах;

$\Delta m_{r \text{ цм}}$  – циклова масова подача палива, необхідна для компенсації потужності механічних втрат;

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

$\Delta T$  – підігрів заряду на впуску;

$\Delta \varphi$  – розрахунковий крок;

$\Delta \varphi_{\text{сг}}$  – кутова тривалість згорання;

$\Delta \varphi_i$  – кут затримки займання палива в дизельних ДВЗ;

$\Delta \varphi_{\text{кр}}$  – кут розвороту кривошипів;

$\Delta \varphi_{\text{оп}}$  – кут випередження запалювання;

$\varepsilon$  – ступінь стиснення;

$\eta_e$  – ефективний ККД;

$\eta_i$  – індикаторний ККД;

$\eta_{\text{кад}}$  – адиабатний ККД компресора;

$\eta_m$  – механічний ККД;

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення;

$\lambda_k$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$\pi_k$  – ступінь підвищення тиску в компресорі;

$\rho_k$  – щільність заряду на вході в циліндр;  
 $\rho_o$  – щільність заряду на вході в циліндр, за відсутності наддуву;  
 $\sigma$  – ступінь охолодження в охолоджувачі;  
 $\tau$  – коефіцієнт тактності;  
 $\varphi$  – кут повороту колінчастого валу;  
 $\varphi_c$  – кут повороту кривошипа, що відповідає початку процесу згорання;  
 $\varphi_z$  – кут повороту кривошипа, що відповідає кінцю процесу згорання;  
 $\psi$  – відносна вологість;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання кривошипа.

## ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник присвячується  
125-й річниці заснування Національного  
університету «Запорізька політехніка»,  
80-й річниці заснування кафедри  
«Двигуни внутрішнього згорання»

Минуло менше року після визволення міста від німецьких окупантів, і в 1944 році в Запорізькому автомеханічному інституті – основному технічному вищі регіону – поновилося навчання студентів, в тому числі на новоутвореній кафедрі «Двигуни внутрішнього згорання». Пройде кілька років, і кафедру буде перейменовано на «Теплотехніка і гідравліка», а наступними десятиліттями вона буде підпорядковуватись автотракторному, машинобудівному, автомобільному, транспортному, факультетам, і це, незважаючи на назву, підкреслює основну задачу науковців та педагогів – підготовка кваліфікованих кадрів для вітчизняного транспортного машинобудування.

Науковою та навчальною діяльністю кафедри послідовно керували:

доцент В. С. Комаров (1944–1945 рр.);  
доцент А. Н. Югендфайн (1945–1947 рр.);  
к.т.н., доцент Г. Д. Берштейн (1947–1949 рр.);  
к.т.н., доцент М. Г. Круглов (1948–1953 рр.);  
к.т.н., доцент В. Д. Оляк (1953–1979 рр.);  
д.т.н., професор Я. О. Єгоров (1979–1988 рр., 1997–2005 рр.);  
к.т.н., доцент М. П. Бурчак (вересень 1982 р.– серпень 1983 р.);  
д.т.н., професор П. Г. Краснокутський (1988–1997 рр.);  
д.т.н., професор О. М. Склярєвський (2005–2007 рр.);  
д.т.н., професор Г. І. Слинько (з 1 лютого 2007 р. по теперішній

час).

За 80 років діяльності кафедри науково-педагогічні працівники кафедри активно займалися дослідженням теплотехнічних та гідравлічних процесів в різноманітних системах транспорту, машинобудування, енергетики і навіть біомедичної інженерії. І все ж найбільшого здобутку отримали дослідження, як фундаментально-теоретичні, так і прикладні, в галузі теплових двигунів.

Значний вклад в теорію двигунів внутрішнього згорання зробили доцент (в подальшому д.т.н., професор, заслужений діяч науки і техніки СРСР) Михайло Георгійович Круглов, професор Ярослав Олексійович

Сгоров. Їх наукові праці з газової динаміки та робочих циклів КДВЗ до сих пір не втратили актуальності.

Теорію доповнювала практична діяльність, вирішувались актуальні практичні задачі для народного господарства СРСР та України. У 1960-х роках група співробітників під керівництвом доцента В. Д. Оляка розробила конструкцію і методику розрахунку гальмівного пристрою індукційного типу, що і тепер застосовується при випробуваннях двигунів внутрішнього згорання, в тому числі на Хабаровському дизелебудівному заводі «Дальдизель».

Доцент Анатолій Васильович Брильов у 1970-і роки виконав дослідження із запису похідної тиску в циліндрі, для чого він розробив методику та сконструював оригінальний датчик індукційного типу. Застосування цієї методики та датчика істотно розширило можливості експериментального дослідження робочих процесів у ДВЗ.

Тривалий час тісне співробітництво здійснювалося з ВО «Південьдизельмаш» (м. Токмак): на кафедрі виконано розрахункові й експериментальні дослідження систем газоповітряного тракту і газотурбінного наддуву двигунів серії 6ЧН-12/14 і 12ЧН-14/14. У результаті цих досліджень істотно уточнено розрахункові методики визначення параметрів стану робочого тіла в циліндрі й основних енергетичних і економічних показників двигунів. Запропоновано конструкцію нового клапанного пристрою, що забезпечує більш ефективний перебіг робочих процесів, що призвело до поліпшення економічності рухомої установки. Отримані дані використано при удосконаленні серійних двигунів типу ЧН-12/14 і при проектуванні нового двигуна 12ЧН-14/14. Цими роботами займались професор Сгоров Я. О., доцент Мазін В. О.

Важливим досягненням кафедри було створення аеродинамічної труби (керівник проекту доцент В. І. Дечев), що використовувалася для оцінки аеродинамічного опору моделей кузова автомобіля «Запорожець» і вибору оптимальної форми кузова, а також для раціонального проектування повітропотоків у системі повітропостачання двигуна.

До досліджень, що проводились на кафедрі, залучались і студенти. На базі кафедри функціонували випробувальні стенди з дизелем 6ЧН-12/14, безиновими двигунами різних типів.

Новий етап розвитку кафедра «Теплотехніка і гідравліка» отримала в 2014 р. після перейменування на «Двигуни внутрішнього згорання» та проведення повторної акредитації однойменної освітньої програми. На кафедрі створено масив наочного матеріалу (в тому числі

3 робочи двигуна і 15 макетів), вимірювального та діагностувального обладнання.

Кафедра підтримувала і підтримує регулярні наукові і виробничі зв'язки з багатьма підприємствами і науковими установами колишнього СРСР і України, серед яких: ПАТ «Мотор Січ», ПАТ «Запорізький автомобілебудівний завод», ПП «Мелітопольський моторний завод», ВО «Південьдизельмаш», ВАТ «Мелітопольський завод тракторних гідроагрегатів», НТУ «Харківський політехнічний інститут», Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харківський національний аерокосмічний університет, НТУУ «Київський політехнічний інститут», НТУ «Львівська політехніка» та ін.

В даний час кафедра «Двигуни внутрішнього згорання» веде інтенсивну роботу по удосконалюванню навчального процесу, по забезпеченню спеціальних, теплотехнічних і гідравлічних дисциплін.

## ВСТУП

Даний посібник, призначений для виконання курсового проекту на тему «Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ», має на меті ознайомити здобувачів освіти (студентів) із сучасними методами розрахунку основних техніко-економічних показників поршневих двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) різних типів, а також їх динамічних характеристик (сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ), і моментів сил), за допомогою персонального комп'ютера (ПК).

Студент виконує розрахунок двигуна певного типу і проводить індивідуальне дослідження впливу деякого вибраного чинника (конструктивного, режимного, регулювального, експлуатаційного та ін.) на енергетичні, економічні і динамічні показники двигуна. За результатами розрахунку студент робить висновок про якості двигуна шляхом порівняння отриманих показників з досягнутими в світовій і вітчизняній практиці.

Передбачені курсові проекти двох видів:

- учбовий, в якому студент використовує готове програмне забезпечення і виконує варіантні розрахунки,
- проект з науково-дослідним ухилом, який передбачає істотну реконструкцію програми розрахунку на ПК або складання нової.

Викладач видає студентові завдання для виконання курсового проекту, в якому визначає:

- тип двигуна для розрахунку;
- вигляд дослідження і досліджуваній чинник;
- вид курсового проекту (учбовий, науково-дослідницький).

В посібнику запропоновано 40 варіантів завдань – двигунів різних типів, також можна розраховувати інші двигуни з відомими (рекомендованими) вихідними даними.

Курсовий проект складається з двох частин:

- тепловий розрахунок двигуна;
- динамічний розрахунок двигуна.

Тепловий розрахунок у свою чергу включає два розділи:

- розрахунок номінального режиму двигуна, аналіз отриманих результатів;
- варіантні розрахунки по дослідженню впливу одного з вибраних чинників на показники двигуна.

Динамічний розрахунок двигуна передбачає визначення сил і моментів, діючих на деталі КШМ, визначення обертального моменту на вихідному валу двигуна.

# 1 ЗАГАЛЬНА ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

## 1.1 Постановка задачі

Завдання до курсового проєкту сформульоване в такій постановці, коли при відомому призначенні двигуна, при певних вихідних показниках (потужності, частоті обертання валу), а також заданому виді палива і кількості циліндрів визначають розміри циліндра (діаметр циліндра  $D$ , хід поршня  $S$ ). На основі фізико-математичної моделі (ФММ) професора Я. О. Єгорова за допомогою персонального комп'ютера отримують:

- розрахункову індикаторну діаграму двигуна. Для цього розраховують функції  $V(\varphi)$ ,  $m(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$ ,  $p(\varphi)$ , тобто залежності об'єму, маси, температури і тиску в робочій порожнині від кута повороту кривошипа;

- циклові показники (індикаторну роботу  $L_i$ , індикаторну потужність  $N_i$ );

- питомі циклові енергетичні і економічні показники (середній індикаторний тиск  $p_i$ ; індикаторний ККД  $\eta_i$ ; питома індикаторна витрата палива  $g_i$ );

- дані про характер і міру впливу певного вибраного чинника (конструктивного, режимного, регульовального, експлуатаційного) на показники двигуна;

- сили, діючі на основні деталі КШМ;

- обертальні моменти, діючі на кожну корінну шийку валу і на вихідному валу двигуна.

Рішення поставлених питань дозволяє:

- дати оцінку технічної якості двигуна відносно ефективності і економічності;

- сформулювати рекомендації про величину або оптимізацію одного з чинників, вибраного для дослідження; якщо конкретні рекомендації дати неможливо, то обмежуються констатацією виявленого впливу чинника на показники двигуна і поясненням фізичних причин цього впливу;

- оцінити діючі сили і моменти, що необхідні для розрахунків на міцність деталей КШМ (поршня, поршневого пальця, шатуна, кривошипа, колінчастого валу, підшипників);

- перевірити відповідність отриманих розрахункових даних, реальних функцій  $M(\varphi)$  впродовж циклу середнім значенням  $M_{\Sigma \text{cp}}$  на вихідному валу двигуна.

## 1.2 Методи рішення задачі

Основну складність у вирішенні задачі представляє тепловий розрахунок двигуна – у зв'язку з тим, що на процес перетворення теплоти в механічну роботу впливає велика кількість чинників.

При виборі методу рішення задачі виходять з умов забезпечення двох основних вимог: точності рішення і складності. Ці вимоги суперечливі, оскільки прагнення підвищити точність розрахунків призводить до збільшення числа чинників, що враховуються, або явищ, що неминуче збільшує складність рішення. На практиці метод рішення задачі вибирають, враховуючи конкретно поставлену мету, тому що розрахунки бувають оціночні, перевірочні, дослідницькі, учбові і т. п.

Усі існуючі моделі теплового розрахунку (розрахунку термодинамічного циклу) ДВЗ умовно розділені на рівні.

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

Моделлю першого рівня названий метод Гриневецького-Мазінга. Його основу, як і раніше, складає термодинамічний цикл, але виконується уточнений розрахунок багатьох процесів з урахуванням статистичних експериментальних даних, отриманих на двигунах різних типів.

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.

Моделі третього і подальшого 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, дисоціації продуктів згорання при високих температурах і так далі). Моделі третого і більш високих рівнів реалізовані у вигляді комп'ютерних програм Lotus Engine Simulation, ДИЗЕЛЬ-ПК, BOOST (AVL), WAVE (Ricardo), GT-Power тощо.

В цьому курсовому проекті використано фізико-математичну модель другого рівня, детальний виклад якої наведено далі.

### 1.3 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 врахований приблизно; у процесах впуску і стиснення робочим тілом вважається повітря, в процесах розширення і випуску – продукти згорання. Застосування моделі другої модифікації істотно спрощує обчислювальні процедури і при цьому мало впливає на точність розрахунку. Тому далі описана ФММ другого рівня у другій модифікації, розроблена професором Я. О. Єгоровим.

Крім того, в цій моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згорання, розширення) при зміні кута повороту кривошипа в межах  $\varphi = 180...540^\circ$  для чотиритактного двигуна. Вплив процесів при впуску і випуску враховано сумарно за статистичними даними.

Дана ФММ включає чотири основні диференціальні рівняння:

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

– рівняння балансу маси;

– рівняння енергетичного балансу;

– рівняння стану робочого тіла і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі. Ці додаткові рівняння потрібні для визначення величин, що входять у вигляді окремих членів або множників в основні рівняння.

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



Рисунок 1.1 – Д.т.н., професор Ярослав Олексійович Єгоров – завідувач кафедри «Теплотехніка і гідравліка» ЗМП/ЗДТУ/ЗНТУ в 1979–1988, 1997–2005 рр.

$$V = V_c + F_{\text{п}} r_{\text{к}} \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (1.1)$$

де  $V_c$  – об'єм камери стиснення;

$F_{\text{п}}$  – площа поршня;

$r_{\text{к}}$  – радіус кривошипа;

$\varphi$  – кут повороту кривошипа.

Після диференціювання формули (1.1) отримуємо перше кінематичне рівняння в диференціальній формі:

$$dV = F_{\text{п}} r_{\text{к}} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_{\text{к}}}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi. \quad (1.2)$$

В ФММ 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 згоранні. В цілому, ця добавка порівняно невелика, а характер протікання процесів випаровування і згорання досить складний. Тому наближено відноситимемо зміну маси робочого тіла до процесу згорання.

У дизельних ДВЗ добавка палива по масі складає 3...4 % від загальної кількості робочого тіла, а процес згорання відстає від процесу випаровування зазвичай на декілька градусів повороту колінчастого валу (° ПКВ). Тому загальна похибка прийнятого вище припущення невелика.

У бензинових ДВЗ відносна добавка палива по масі більша (6...7 % від загальної кількості робочого тіла). Для карбюраторних двигунів випаровування бензину починається в карбюраторі, триває у впускному колекторі і завершується в циліндрі. Приблизно такий же шлях має паливо, що розпилюється монофорсуною. В ДВЗ з безпосереднім впорскуванням паливо, як і в дизелях, розпилюється прямо в камеру, а у двигунів з розподіленим впорскуванням – у патрубки впускного колектора. Врахувати закономірності різноманітних процесів випаровування важко, тому прийняте раніше припущення поширене і на бензинові ДВЗ.

В газових двигунах такої проблеми не виникає у зв'язку з відсутністю процесу випаровування.

Відповідно до прийнятої вище гіпотези зміна маси робочого тіла складає:

$$dm = \Delta m_{\text{тц}} \cdot dx, \quad (1.3)$$

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

$dx$  – масова частка палива, що згоріло в циліндрі до даного моменту часу.

В процесах стиснення і розширення  $dx = 0$  і  $dm = 0$ , тобто маса робочого тіла є незмінною.

Співвідношення (1.3) є рівнянням матеріального (масового) балансу в циліндрі ДВЗ.

Рівняння енергетичного балансу в циліндрі складене на основі першого закону термодинаміки для закритої нетеплоізолюваної системи і має вигляд:

$$dT = \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T, \quad (1.4)$$

де  $T$  – абсолютна температура робочого тіла;

$c_v$  – питома теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі;

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

$dQ_w$  – елементарна кількість теплоти за рахунок зовнішнього теплообміну (теплообміну зі стінками);

$k$  – показник адиабати робочого тіла.

Рівняння (1.4) складене з урахуванням зміни маси робочого тіла, а також теплової ( $dQ_c$ ,  $dQ_w$ ) і механічної взаємодії із зовнішнім середовищем.

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

$$pV = RmT, \quad (1.5)$$

де  $R$  – газова стала для робочого тіла,

або в диференціальній формі

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \quad (1.6)$$

Система рівнянь (1.2), (1.3), (1.4) і (1.6) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_n r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{r_{ic}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

Система (1.7) складається зі звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Сучасними

аналітичними методами така система не може бути вирішена. Тому вона вирішується чисельними методами із застосуванням комп'ютерної техніки. Кінцевою метою рішення системи є функції  $V(\varphi)$ ;  $m(\varphi)$ ;  $T(\varphi)$ ;  $p(\varphi)$ .

Для пошуку єдиного рішення, система (1.7) супроводжується додатковими рівняннями, що дозволяють на кожному розрахунковому кроці визначати необхідні доданки та множники. Далі розглядаються додаткові рівняння.

Елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла при згоранні

$$dQ_c = H_u \cdot \Delta m_{T_c} \cdot dx, \quad (1.8)$$

де  $H_u$  – дійсна теплота згорання палива. Величина  $H_u$  залежить від роду палива і складу суміші (коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ ):

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } \alpha \geq 1 \text{ маємо} \quad H_u = H_{u_T}, \\ \text{при } \alpha < 1 \quad H_u = H_{u_T} - 120 \cdot 10^6 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o \end{array} \right\} \quad (1.9)$$

де  $H_{u_T}$  – теоретична теплота згорання (при повному згоранні палива), Дж/кг;

$L_o$  – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива, кмоль/кг.

При складанні формул (1.9) прийнято, що в стехіометричній суміші ( $\alpha = 1$ ) і бідній суміші ( $\alpha > 1$ ) паливо згорає повністю, а в багатій суміші ( $\alpha < 1$ ) має місце хімічне недогорання внаслідок браку кисню, за рахунок чого дійсна теплота згорання зменшується.

Закономірність тепловиділення при згоранні описується напівемпіричною формулою І. І. Вібе, отриманій на основі кінетичної теорії згорання та з урахуванням дослідних даних, отриманих при випробуваннях багатьох двигунів різних типів:

$$dx = 6,908 \frac{m_1 + 1}{\varphi_z - \varphi_c} \left( \frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_1} \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z - \varphi_c} \right)^{m_1 + 1} \right] d\varphi, \quad (1.10)$$

де  $m_1$  – показник згорання, залежить від типу двигуна (способу сумішоутворення);

$\varphi_c$  і  $\varphi_z$  – кути повороту кривошипа, що відповідають початку процесу згорання і його кінцю.

Коефіцієнт 6,908 в рівнянні (1.10) отриманий за умови, що до кінця згорання частка згорілого палива складає 0,999. Розрахунок функції  $x$  ведуть в діапазоні  $\varphi_c \leq \varphi \leq \varphi_z$ , в інших випадках, коли  $\varphi < \varphi_c$  або  $\varphi > \varphi_z$ , приймають  $dx = 0$ , що означає відсутність згорання.

Елементарна кількість теплоти за рахунок теплообміну зі стінками визначають за формулою Ньютона-Ріхмана:

$$dQ_w = \alpha_w F_w (T_w - T) \frac{d\varphi}{\omega}, \quad (1.11)$$

де  $\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі на границі робоче тіло – тверда стінка;  
 $F_w$  – площа поверхні тепловіддачі;  
 $T_w$  – температура стінки;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання кривошипа.

Впродовж робочого циклу ДВЗ можливі різні співвідношення між температурами  $T_w$  і  $T$ . Якщо  $T_w > T$ , то величина  $dQ_w > 0$ , що означає наявність підведення теплоти від стінок до робочого тіла (таке положення має місце при впусканні і на початку стиснення). Якщо  $T_w < T$ , то величина  $dQ_w < 0$ , при цьому теплота відводиться від робочого тіла в стінку (при згоранні, розширенні, випуску). Якщо  $T_w = T$ , то величина  $dQ_w = 0$ ; теплообмін із зовнішнім середовищем відсутній, що можливо тільки в певний момент процесу стиснення; відповідна точка на індикаторній діаграмі називається квазіадіабатною.

У формулі (1.11) величина  $T_w$  є усередненою температурою усіх поверхонь, що утворюють робочу порожнину (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Впродовж циклу величина  $T_w$  вважається постійною внаслідок великої теплової інерції стінок, що оточують робочу порожнину. У випадках, коли спостерігається значна відмінність температур вказаних деталей або на одній з деталей є істотна температурна нерівномірність, доводиться враховувати локальний характер теплообміну:

$$dQ_w = \sum_{j=1}^i \alpha_{wj} F_{wj} (T_{wj} - T) \frac{d\varphi}{\omega}, \quad (1.11,a)$$

де  $j$  – кількість врахованих поверхонь з різними температурами.

Площі поверхонь поршня, кришки і клапанів залежать від розмірів і конфігурації цих поверхонь, для певного двигуна вони постійні.

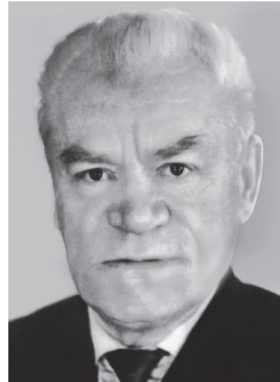


Рисунок 1.2 – Д.т.н., професор Іван Іванович Вібе – випускник Запорізького індустріального технікуму 1926 року

Площа поверхні циліндра змінюється у зв'язку з переміщенням поршня, вона залежить від кута повороту кривошипа і виражається другим кінематичним рівнянням:

$$F_{\text{вц}} = \pi D \left\{ S_0 + r_k \left[ 1 - \cos\varphi + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}, \quad (1.12)$$

де  $D$  – діаметр циліндра;

$S_0$  – мінімальна відстань між поршнем і кришкою при положенні поршня у верхній мертвій точці (ВМТ). Величина  $S_0$  залежить головним чином від ступеня стиснення.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_w$  залежить від умов теплообміну на границі «газ – стінка», тобто від багатьох чинників, які впливають на формування приграничного шару (щільність, в'язкість газу, локальна швидкість, наявність відкладень на стінці тощо). У ДВЗ положення значно ускладнюється нестационарними явищами впродовж циклу, періодичним характером процесів. Тому для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_w$  застосовують емпіричні формули різних авторів (Ейхельберга, Пфлаума, Вошні, Розенбліта).

В моделі, що розглядається, застосовано формулу Пфлаума:

$$\alpha_w = 6,8 \cdot 10^{-3} \left( 3 + \frac{p_k - p_o}{p_o} \right) \sqrt{pT}, \quad (1.13)$$

де  $p_k$  – тиск наддуву;

$p_o$  – атмосферний тиск.

Таким чином, додатковими рівняннями є формули (1.8) - (1.13).

Для отримання єдиного рішення задачі за допомогою системи рівнянь (1.7) потрібні початкові і граничні умови. Оскільки процес в ДВЗ періодичний, то в принципі початкові умови можуть бути будь-якими, тому що в процесі розрахунку вони послідовно уточнюються. Вибравши довільні початкові умови, виконують увесь цикл розрахунків, і в кінці циклу повинні повернутися до вихідної точки. Очевидно, за довільних початкових умов отримують кінцевий результат, що відрізняється від початкових даних. Тоді розраховують другий цикл, в якому початкові умови відповідають кінцевим з першого циклу. Розрахунки продовжують до тих пір, поки кінцеві результати будуть тотожні початковим (з урахуванням допустимої похибки). Такий метод пошуку дійсних початкових умов називається методом встановлення. Довільний вибір початкових умов при цьому не впливає на результат, а впливає лише на кількість розрахункових циклів для досягнення встановлення.

До граничних умов в цій задачі відносяться: основні розміри двигуна ( $D$ ,  $F_{\text{п}}$ ,  $r_k$ ,  $\lambda_k$ ,  $F_{\text{wj}}$ ,  $S_0$ ), умови на вході ( $p_k$ ;  $T_k$  або  $p_o$ ,  $T_o$ ),

температура стінок  $T_{wj}$ , характеристики процесу згорання ( $H_{нт}$ ,  $\alpha$ ,  $L_o$ ,  $m_1$ ,  $\varphi_z$ ,  $\varphi_c$ ). Усі ці величини вибирають або оцінюють залежно від конкретного типу двигуна, режиму роботи, умов експлуатації. До їх вибору треба віднестися уважно, оскільки від них залежить кінцевий результат.

Систему рівнянь (1.7) чисельно вирішують на ПК одним з відомих методів. Серед них найбільш поширені методи Ейлера, Рунге-Кутта, Адамса, Штермера. У цьому курсовому проєкті застосовано модифікований метод Ейлера, складена програма має шифр Engine Calculation (див. розділ 2). На комп'ютерах із застарілими операційними системами Windows (XP SP1 та більш ранні) може використовуватись програма DVS2, в якій використовується той же математичний апарат, але має зменшений функціонал.

Таким чином, чисельне рішення основної системи рівнянь (1.7) з урахуванням додаткових співвідношень (1.8) – (1.13) дозволяє отримати функції  $V(\varphi)$ ,  $m(\varphi)$ ,  $T(\varphi)$ ,  $p(\varphi)$ . Це дає можливість побудувати індикаторні діаграми: розгорнуті  $T(\varphi)$  і  $p(\varphi)$  або згорнуті  $T(V)$  і  $p(V)$ . Вони використовуються для подальшого аналізу.

Іншою важливою метою теплового розрахунку є визначення циклових енергетичних показників, а саме:

– індикаторної роботи циклу

$$L_i = \int p dV, \quad (1.14)$$

– індикаторній потужності одного циліндра

$$N_i = L_i \frac{n}{\tau}, \quad (1.15)$$

де  $n$  – частота обертання колінчастого валу,

$\tau$  – коефіцієнт тактності, який дорівнює  $\tau = 2$  для чотиритактних і  $\tau = 1$  для двотактних ДВЗ (множник  $\frac{n}{\tau}$  у формулі (1.15) показує

кількість циклів за одиницю часу);

– індикаторній потужності двигуна

$$N_i = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau}, \quad (1.16)$$

де  $i$  – число циліндрів;

– середнього індикаторного тиску

$$p_i = \frac{L_i}{V_h}, \quad (1.17)$$

де  $V_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S$  – робочий об'єм циліндра,

$S$  – хід поршня.

До економічних показників відносять:  
 – індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{L_i}{\Delta m_{тц} \cdot H_{ут}} ; \quad (1.18)$$

– питому індикаторну витрату палива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_i \cdot H_{ут}} , \quad (1.19)$$

де  $3,6 \cdot 10^6$  – числовий коефіцієнт, отриманий за умови, що величину  $g_i$  вимірюють в кг/(кВт·год).

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

#### 1.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок виконують з метою визначення сил і моментів, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, а також моменту на вихідному валу двигуна. Діючі сили і обертальний момент в одному циліндрі зображені векторами на схемі (рис. 1.3).

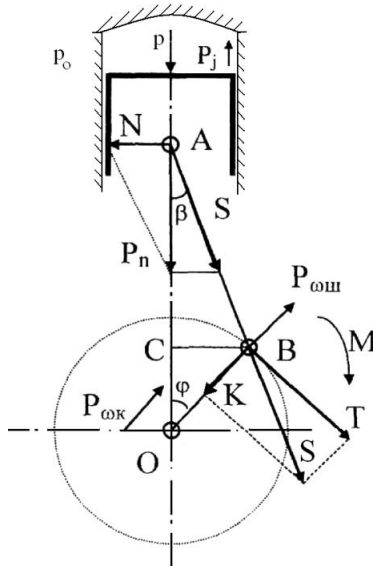


Рисунок 1.3 – Сили, що діють в КШМ

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_n = (p - p_o) \cdot F_n - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (1.20)$$

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

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot \operatorname{tg}\beta \quad (1.21)$$

де  $\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi)$ .

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P_n}{\cos\beta}. \quad (1.22)$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (1.23)$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (1.24)$$

Обертальний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k = P_n \cdot r_k \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \quad (1.25)$$

Окрім змінних сил, що визначаються за формулами (1.20) – (1.24), діють постійні за величиною сили інерції, спрямовані уздовж кривошипа від осі валу:

– сила інерції кривошипної головки шатуна

$$P_{\omega_{шк}} = m_{шк} \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (1.26)$$

де  $m_{шк}$  – частина маси шатуна, приведена до осі шатунної шийки;

– сила інерції кривошипа

$$P_{\omega_k} = m_k \cdot r_k \cdot \omega^2, \quad (1.27)$$

де  $m_k$  – приведена маса кривошипа.

Тому при розрахунку шатунних і корінних підшипників валу визначають сумарні сили, діючі на підшипники з урахуванням сил інерції:

– сумарна сила на шатунний підшипник

$$P_{шп} = \sqrt{(K - P_{\omega_{шк}})^2 + T^2} \quad (1.28)$$

– сумарна сила на корінні підшипники

$$P_{кп} = \sqrt{(K - P_{\omega_{шк}} - P_{\omega_k})^2 + T^2}. \quad (1.29)$$

Оскільки корінних опори дві, то остання сила розподіляється навпіл на кожен підшипник. Формули (1.23) і (1.27) дійсні тільки для одноциліндрового двигуна. У багатоциліндрових конструкціях

необхідно враховувати одночасну дію сил від різних сусідніх циліндрів, пов'язаних з одним кривошипом або корінною опорою.

Програма розрахунку Engine Calculation передбачає тепловий розрахунок за формулами (1.1) - (1.19) і динамічний розрахунок за формулами (1.20) - (1.25). Розрахунок набігаючих обертальних моментів виконується окремо з урахуванням числа циліндрів, їх розташування та порядку роботи відповідно до індивідуального завдання студента.

## 1.5 Дослідницька частина проєкту

Дослідницька частина курсового проєкту стосується теплового розрахунку і передбачає вивчення впливу якого-небудь чинника на техніко-економічні показники двигуна. Це досягається за допомогою варіантних розрахунків, які виконуються при різних значеннях вибраного чинника, що змінюється в реальному діапазоні. Окрім номінального, вибирають ще 4...5 величин досліджуваного чинника і одночасно змінюють усі інші початкові дані, залежні від нього. За допомогою програми Engine Calculation розраховують енергетичні і економічні показники двигуна, які порівнюють між собою і встановлюють характер і ступінь впливу досліджуваного чинника.

Результат впливу досліджуваного чинника може бути позитивним, або негативним, може бути частково позитивним, або частково негативним, а, іноді, можна виявити оптимальне значення цього чинника. Усе це встановлюють за допомогою варіантних розрахунків. Оскільки чинників, що впливають на показники двигуна, досить багато, викладач-керівник курсового проєкту видає кожному зі студентів один з них для виконання дослідження розрахунковим шляхом.

Далі наведено перелік чинників, вплив яких можна досліджувати за допомогою даної ФММ.

### Тип двигуна і особливості його конструкції:

- розміри і форма циліндра ( $D$ ,  $r_k$ ,  $\frac{S}{D}$ );
- ступінь стиснення ( $\varepsilon$ ,  $V_c$ );
- форма камери стиснення ( $F_{wп}$ ,  $F_{wk}$ );
- наддув і охолодження наддувочного повітря ( $p_k$ ,  $T_k$ );
- система охолодження, матеріали стінок ( $T_w$ ).

Вид палива і спосіб сумішоутворення:

- вид палива ( $H_{uT}$ ,  $\ell_o$ ,  $L_o$ );
- спосіб сумішоутворення ( $\alpha$ ).

Режимні чинники:

- швидкісний режим ( $n, \omega$ );
- режим ( $\Delta m_{тц}, \Delta m_{вц}, \alpha$ ) навантаження;
- режим холостого ходу ( $N_e = 0, \eta_m = 0$ );
- пусковий режим (холодний пуск  $T_w = T_o$ , гарячий пуск  $T_w; n_{min}$ ).

Регулювальні чинники:

- кут випередження запалення ( $\phi_c$ );
- тривалість і характер згорання ( $\phi_z, m_i$ ).

Експлуатаційні чинники:

- тиск атмосферного повітря ( $p_o$ );
- температура навколишнього середовища ( $T_o$ );
- вологість повітря (відносна в %).

Методичні чинники:

- розрахунковий крок ( $\Delta \phi$ );
- метод рішення системи рівнянь (Ейлера, Рунге-Кутта, Адамса,

Штермера);

- спосіб опису процесу згорання;
- спосіб опису зовнішнього теплообміну.

Додаткові чинники:

- процеси газообміну;
- використання альтернативних палив;
- двотактний цикл;
- зміна складу робочого тіла;
- наявність розділеної камери;
- випаровування палива;
- дисоціація продуктів згорання;
- неоднорідність робочого тіла в камері.

Дослідження впливу конструктивних, режимних, регулювальних і експлуатаційних чинників проводиться у рамках розробленої програми Engine Calculation, або її модернізованого варіанту.

## 2 ОПИС КОМП'ЮТЕРНОЇ ПРОГРАМИ ENGINE CALCULATION

У процесі розробки у програму Engine Calculation було закладено можливість розширення функціоналу досить швидко і просто, не маючи поглиблених знань в програмуванні. Інструментом для створення програми стали мова програмування C++ і фреймворк Qt.

Мова C++ лаконічна та легко читається синтаксично. Значна кількість програм наявні у мережових бібліотеках і активна спільнота програмістів дозволяють швидко освоїти основи мови.

Qt – це добре документований кросплатформений фреймворк. Значною перевагою Qt є переносимість на рівні вихідного коду з можливістю адаптації під різні операційні системи, такі як Windows, MacOS, Linux, Android та інші. Комплектується візуальним середовищем розробки графічного інтерфейсу Qt Designer, яке дозволяє знизити поріг входження, для того щоб писати GUI додатки.

Таким чином, використана програмна платформа дозволяє розробити програмний продукт на широко відомій мові програмування, які мають значне поширення і можуть бути відкореговані відповідно до будь-яких змін.

Програма Engine Calculation доступна для завантаження за наступним посиланням на сайті Національного університету «Запорізька політехніка»: <https://zp.edu.ua/node/9073>

Після скачування файлу, його необхідно розархівувати в папку.

Програма Engine Calculation являє собою додаток (.exe), який запускається з операційної системи Mac OS та будь-якої версії Windows. Він знаходиться у папці з допоміжними бібліотеками. Програму не треба встановлювати, вона готова до запуску одразу.

Після запуску програми з'являється вікно з декількома вкладками.

На першій вкладці вказана назва програми, її розробники, коротка інструкція з використання, дано посилання на наукові та навчально-методичні матеріали, які стосуються програми.

На вкладках 1–3 (див. рис. 2.1) наведено перелік величин, які характеризують ДВЗ, для якого необхідно виконати тепловий розрахунок. Частина цих величин відома із завдання до курсового проекту, інші необхідно розрахувати за методикою, наведеною в розділі 3.3.

З правого боку вкладки «1» програми Engine Calculation знаходиться менеджер проектів, в якому можна зберігати нові проекти двигунів, та вносити зміни до вже існуючих проектів.

Рисунок 2.1 – Вікно вводу початкових даних програми Engine Calculation

Біля кожної величини на вкладках 1–3 є її короткий запис (позначення), комірка для введення числа, розмірність. Цифри до комірок вводяться в будь-якому порядку, з використанням в якості дрібного розділювача крапки або коми.

На початку вкладки «1» є комірка для введення назви двигуна. Сюди ж можна записувати якісь особливості конкретного розрахунку. Цей запис вноситься до протоколу теплового розрахунку.

Деякі величини не мають комірки для введення числового значення, а лише «перемикачі». Відповідно, треба вибрати варіант, що відповідає розраховуваному двигуну.

При виборі палива, відмінного від традиційних, розблокується кнопка «введіть теплофізичні показники» (див. рис. 2.2), після кліку по якій з'являється вікно, до якого заносимо величини  $c_p$ ,  $c_v$ ,  $k$  (по два значення – для тактів стиснення та розширення відповідно) та  $L_0$ . Детальніше про ці величини – див. розділ 3.3.

Після введення всіх даних у вкладках «1», «2», «3» переходимо на вкладку «Тепловий розрахунок». Тут можна вибрати крок для виводу

результатів розрахунку у градусах ПКВ. На даному етапі розробки програми це ціле число.

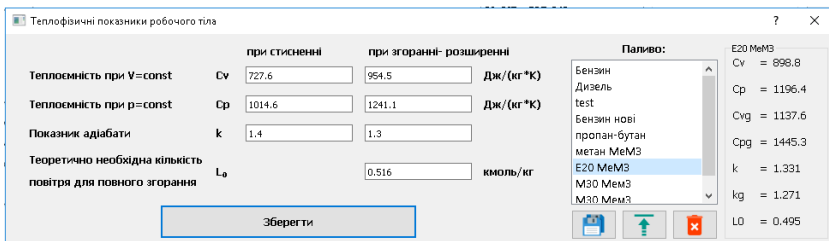


Рисунок 2.2 – Вікно вводу теплофізичних показників робочого тіла до програми Engine Calculation

Далі двічі натискаємо кнопку «Розрахувати» і у вікні в програмі з'являється таблиця (див. рис. 2.3). У ній наведено значення показників теплового розрахунку ДВЗ від кута повороту колінчастого валу (від  $0^\circ$  до  $360^\circ$  ПКВ для 2-тактних ДВЗ, від  $0^\circ$  до  $720^\circ$  ПКВ для 4-тактних ДВЗ).

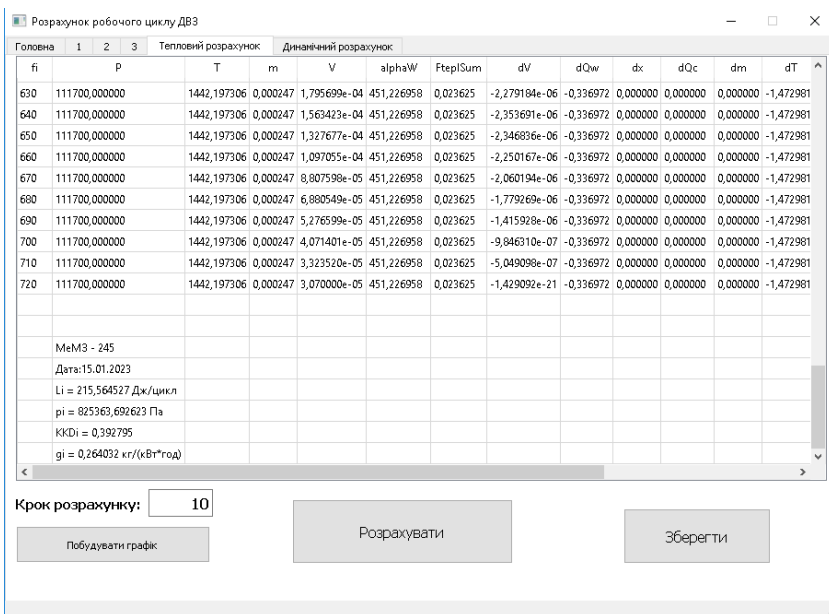


Рисунок 2.3 – Вікно виводу показників теплового розрахунку ДВЗ у програмі Engine Calculation

В протоколі теплового розрахунку наведено величини, необхідні для виконання курсового проекту:

- кут повороту кривошипу  $\varphi$ , ° ПКВ;
- поточне значення тиску робочого тіла  $p$ , Па;
- поточне значення температури робочого тіла  $T$ , К;
- поточне значення маси робочого тіла  $m$ , кг;
- об'єм камери згорання  $V$ , м<sup>3</sup>;

Результати розрахунку в програмі Engine Calculation також містять ряд величин, які можуть використовуватись при виконанні науково-дослідних робіт:

- $\alpha_w$  – поточний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- $F_{\text{тепл сум}}$  – поточна площа поверхні теплообміну камери згорання, м<sup>2</sup>;
- $dV$  – зміна об'єму циліндра за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ, м<sup>3</sup>;
- $dQ_w$  – зміна елементарної кількості теплоти за рахунок теплообміну зі стінками за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ, Дж;
- $dx$  – зміна елементарної долі палива за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ;
- $dQ_c$  – зміна елементарної кількості теплоти, підведеної до робочого тіла при згоранні за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ, Дж;
- $dm$  – зміна маси робочого тіла за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ, кг;
- $dT$  – зміна температури робочого тіла за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ, К;
- $P_2$  – проміжна функція тиску, Па;
- $L_1$  – зміна індикаторної роботи за  $\Delta\varphi = 1^\circ$  ПКВ, Дж;
- $L_i$  – індикаторна робота циклу з початку циклу на час  $\varphi$ , Дж.

Всі вище вказані величини можна наочно візуалізувати за допомогою функції побудови графіків отриманих величин (визивається кнопкою «Побудувати графік») (див. рис. 2.4).

Також в кінці протоколу теплового розрахунку вказується:

- назва двигуна;
  - дата виконання розрахунку;
- а також основні індикаторні показники циклу:
- індикаторна робота циклу  $L_i$ , Дж/цикл;
  - середній індикаторний тиск  $p_i$ , Па;
  - індикаторний ККД  $\eta_i$ ;
  - питома індикаторна витрата палива  $g_i$ , кг/(кВт·год).

Отриманий протокол теплового розрахунку можна зберегти як табличний файл (в форматі .csv) натисканням кнопки «Зберегти».

На вкладці «Динамічний розрахунок» (див. рис. 2.5) натискаємо кнопку «Розрахувати». Тут також можна вибрати крок для виводу результатів розрахунку у градусах ПКВ та переглянути отримані результати (натиснувши кнопку «Побудувати графік»).

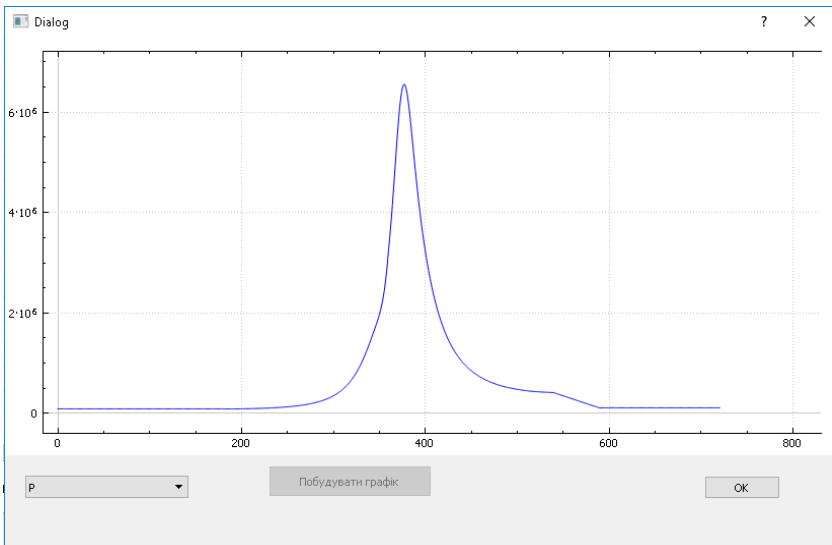


Рисунок 2.4 – Вікно побудови графіків у програмі Engine Calculation

Головна		1	2	3	Тепловий розрахунок		Динамічний розрахунок	
P	N	S	T	K	M			
-7651,55	0	-7651,55	0	-7651,55	0			
-7649,63	-37,3817	-7649,72	-170,881	-7647,82	-5,63906			
-7643,08	-74,6984	-7644,24	-341,42	-7636,61	-11,2669			
-7634,28	-111,885	-7635,1	-511,28	-7617,97	-16,8722			
-7620,87	-148,878	-7622,32	-680,12	-7591,92	-22,444			
-7603,64	-185,611	-7605,9	-847,606	-7558,52	-27,971			
-7582,6	-222,022	-7585,85	-1013,4	-7517,86	-33,4423			
-7557,78	-258,048	-7562,19	-1177,19	-7470	-38,8472			
-7529,2	-293,624	-7534,92	-1338,63	-7415,06	-44,1748			
-7496,87	-328,691	-7504,07	-1497,41	-7353,15	-49,4146			
-7460,83	-363,186	-7469,66	-1653,23	-7284,41	-54,5565			
-7421,09	-397,05	-7431,71	-1805,77	-7208,99	-59,5903			
-7377,7	-430,224	-7390,23	-1954,73	-7127,03	-64,5062			
-7330,68	-462,651	-7345,27	-2099,84	-7038,72	-69,2947			
-7280,08	-494,274	-7296,84	-2240,8	-6944,25	-73,9465			
-7225,92	-525,038	-7244,97	-2377,35	-6843,82	-78,4527			
-7168,26	-554,891	-7189,71	-2509,24	-6737,63	-82,8048			
-7107,14	-583,779	-7131,08	-2636,2	-6625,91	-86,9945			
-7042,61	-611,654	-7069,12	-2758	-6508,91	-91,0141			

Рисунок 2.5 – Вікно виводу показників динамічного розрахунку ДВЗ у програмі Engine Calculation

Протокол динамічного розрахунку містить запис основних сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі (див. рисунок 1.3):

- на поршень – осьова сила  $P$  і бокова  $N$ ;
- вздовж шатуна –  $S$ ;
- на кривошип – тангенціальна  $T$  і нормальна  $K$  сили;

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

Отриманий протокол динамічного розрахунку можна зберегти як табличний файл (в форматі .csv) натисканням кнопки «Зберегти».

Подальша обробка протоколів теплового та динамічного розрахунку здійснюється за допомогою комп'ютерних програм, які придатні до обробки табличних даних у форматі .csv (наприклад, Microsoft Excel).

Автори програми Engine Calculation: д.т.н., професор Єгоров Я. О. (автор фізико-математичної моделі), д.т.н., професор Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф. і Слинько В. В. (наукове консультування), Іванов П. Є. (програмування).

Програмний код програми Engine Calculation наведено в додатку А, він є Open Source за ліцензією GPLv3/LGPLv3.

## 3 РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

### 3.1 Індивідуальне завдання до проєкту

Викладач-керівник курсового проєкту видає кожному зі студентів один з варіантів завдання до розрахунку за таблицею 3.1. Завдання включає наступні позиції:

- призначення двигуна (автомобільний, тракторний, стаціонарний, судновий, човновий, авіаційний);
- потужність  $N_e$ , кВт;
- частота обертання валу  $n$ , хв<sup>-1</sup>;
- число циліндрів  $i$ ;
- розташування циліндрів: рядне (Р), опозитне (О), V-подібне (V), вказати кут розвалу циліндрів  $\gamma$ ;
- тиск наддуву  $p_k$ , кПа;
- температура повітря на вході до двигуна  $T_o$ , К;
- ступінь стиснення  $\epsilon$ ;
- коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ ;
- відношення ходу поршня до діаметра циліндра  $S/D$  (короткохідний, нормальний («квадратний»), довгохідний);
- вид палива;
- досліджуваний фактор.

Таблиця 3.1

Варіанти завдання до розрахунку

№	Двигун	$N_e$ , кВт	$n$ , хв <sup>-1</sup>	$\epsilon$	$p_k$ , кПа	$T_o$ , К	$i^*$	Тактість	$S/D$	Паливо**
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Мотор Січ Д-70Д	3,6	9000	9	100	285	1	2	0,72	Б
2	Мотор Січ Д-250	4,05	3800	9,1	101	286	1	4	0,86	Б
3	Мотор Січ МС-10	7,35	4500	8,5	102	287	1	4	0,78	Б
4	Vairas V50	1,32	4400	8,5	101	288	1	2	1,16	Б
5	Yanmar KM178F	4,4	3600	20	101	295	1	4	0,79	Д
6	Husqvarna FC350	38,5	10100	14	102	290	1	4	0,65	Б
7	Honda AF24E	3,8	6500	6,8	103	292	1	2	1,06	Б
8	BMW F800ST	63,5	8000	12	102	291	2 Р	4	0,92	Б
9	BMW R1200C	45	5000	12	101	292	2 О	4	0,72	Б
10	Днепр МТ-10	23,5	5800	7,5	100	293	2 О	4	0,87	Б
11	Мотор Січ ПЛМ-40	29,4	5800	9,2	101	294	2 Р	2	0,82	Б

Закінчення таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
12	Harley-Davidson Milwaukee Eight 117	79	4750	10,2	100	295	V2	4	1,10	Б
13	Yamaha 15FMYL	11	5500	6,8	101	293	2 P	2	1,11	Б
14	Daewoo F8CV	38	5900	9,3	102	296	3 P	4	1,05	Б
15	Renault H4Bt (TCe 90)	66	5000	9,5	200	297	3 P	4	1,01	Б
16	Mitsubishi 3B21	45	5800	11,4	101	291	3 P	4	1,14	Б
17	Mitsubishi 3B21T	72	5500	10,0	200	295	3 P	4	1,14	Б
18	4ЧН 10,5/12	77	2200	17	120	298	4 P	4	1,14	Д
19	Volkswagen EA827	74	5800	10	102	299	4 P	4	0,96	Б
20	MeM3-968	30	4500	7,2	101	292	V4	4	0,87	Б
21	MeM3-2457	42,6	5300	9,5	100	293	4 P	4	1,02	Б
22	MeM3-307	51,5	5500	9,8	101	294	4 P	4	0,98	Б
23	MeM3-317	56,6	5500	9,8	101	295	4 P	4	0,95	Б
24	Chery A13L	80	6000	10,5	102	297	4 P	4	1,03	Б
25	Daewoo X20SED	98	5400	9,6	103	295	4 P	4	1,00	Б
26	Ford Duratorq	85	4000	18	250	293	4 P	4	1,18	Д
27	Peugeot DFZ (XU9J1)	74	5800	10,0	102	296	4 P	4	1,06	Б
28	Mercedes-Benz OM601	55	4600	22	102	298	4 P	4	0,97	Д
29	4ЧН 12/14	73	1500	14	180	299	4 P	4	1,17	Д
30	4Ч 10,5/13	26,5	1500	17	100	300	4 P	4	1,24	Д
31	Rotax 912 UL	59,6	5800	10,5	101	299	4 O	4	0,73	Б
32	Audi AAR	98	5500	10	102	298	5 P	4	1,05	Б
33	Mercedes-Benz M104	161	5500	10	101	297	6 P	4	0,91	Б
34	6ЧН 12/14	110	1500	15	170	296	6 P	4	1,17	Д
35	Mercedes-Benz OM603	84	4600	22	101	295	6 P	4	0,97	Д
36	Toyota 1JZ-GTE	210	6200	8,5	170	294	6 P	4	0,83	Б
37	6ЧН 13/14	169	2100	17,5	190	293	V6	4	1,08	Д
38	6Ч 13/14	132	2100	17,5	100	292	V6	4	1,08	Д
39	Volvo D16	368	1850	16	200	291	6 P	4	1,15	Д
40	8Ч 12/12	154	2600	17	101	290	V8	4	1,00	Д
41	8ЧН 12/12	176	2200	16	150	289	V8	4	1,00	Д
42	Jaguar AJ133	283	6500	11,5	100	287	V8	4	1,01	Б
43	8ЧН 13/14	220	2000	16,5	200	286	V8	4	1,08	Д
44	BMW S85B50	373	7750	12	101	285	V10	4	0,82	Б
45	Mercedes-Benz M137	327	5500	10	100	292	V12	4	1,04	Б

\* Кількість та розташування циліндрів: V – V-подібні, під кутом  $\gamma = 90^\circ$ ; P – рядні; O – опозитні

\*\* Паливо: Б – бензин; Д – дизельне паливо

### 3.2 Константи, що використовуються в розрахунку

Рівняння системи (1.7) і додаткові рівняння (1.8) – (1.25) містять ряд констант, які слід вибрати обґрунтовано.

Газова стала  $R$  залежить від типу робочого тіла (складу газу). У ДВЗ робочим тілом є суміш повітря, продуктів згорання і парів палива. Доля останніх порівняно мала. Кількісно у складі робочого тіла переважають двоатомні гази ( $O_2$ ,  $N_2$ ); тому фактично величина  $R$  змінюється мало, вона прийнята постійною і рівною  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Теплоємність робочого тіла  $a$ , отже, показник адіабати, залежить від типу робочого тіла і температури. В процесі стиснення робочим тілом є суміш, в якій переважає повітря; у процесах згорання-розширення робоче тіло складається з продуктів згорання і залишкового повітря, причому в процесі згорання їх співвідношення змінюється.

Теплоємності робочого тіла і показник адіабати в кожному процесі прийняті постійними, але різними залежно від виду процесу і типу двигуна з урахуванням реальних діапазонів зміни температури:

– у бензинових ДВЗ:

а) при стисненні

$$c_v = 727,6 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad c_p = 1014,6 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad k = 1,40;$$

б) при згоранні-розширенні

$$c_{vT} = 954,1 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad c_{pT} = 1241,1 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad k_T = 1,30;$$

– у дизельних ДВЗ:

а) при стисненні

$$c_v = 740,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad c_p = 1027,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad k = 1,39;$$

б) при згоранні-розширенні

$$c_{vT} = 905,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad c_{pT} = 1192,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad k_T = 1,33.$$

Атмосферні умови прийняті стандартними (за відсутності спеціально заданих умов):  $p_o = 101 \text{ кПа}$ ;  $T_o = 293 \text{ К}$ .

Теоретично необхідна кількість повітря при згоранні:

– 1 кг бензину  $\ell_o = 14,96 \text{ кг}/\text{кг}$ ;  $L_o = 0,516 \text{ кмоль}/\text{кг}$ ;

– 1 кг дизельного палива  $\ell_o = 14,45 \text{ кг}/\text{кг}$ ;  $L_o = 0,500 \text{ кмоль}/\text{кг}$ ;

– 1 кг моторного палива  $\ell_o = 14,38 \text{ кг}/\text{кг}$ ;  $L_o = 0,496 \text{ кмоль}/\text{кг}$ .

Теплота згорання палива (теоретична):

– для бензину  $H_{uT} = 44,0 \text{ МДж}/\text{кг}$ ,

– для дизельного палива  $H_{uT} = 42,5 \text{ МДж}/\text{кг}$ ,

– для моторного палива  $H_{uT} = 41,9 \text{ МДж}/\text{кг}$ .

### 3.3 Початкові дані для розрахунку

Початкові дані для розрахунку готуються в два етапи. На першому етапі виконують попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ.

За допомогою графіка на рис. 3.1, побудованого на підставі статистичних даних, виконують оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна. За відсутності наддуву  $p_k = p_o \approx 0,101$  МПа,  $T_k = T_o \approx 293$  К.

Далі на основі формули ефективної потужності

$$N_e = i \cdot V_h \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad (3.1)$$

розраховують робочий об'єм даного циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n} \quad (3.2)$$

Нагадування: Тут і далі при обчисленнях слід використовувати тільки основні одиниці міжнародної системи СІ ( $m^3$ ; Па; с; Вт).

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} \quad (3.3)$$

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} \quad (3.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} \quad (3.5)$$

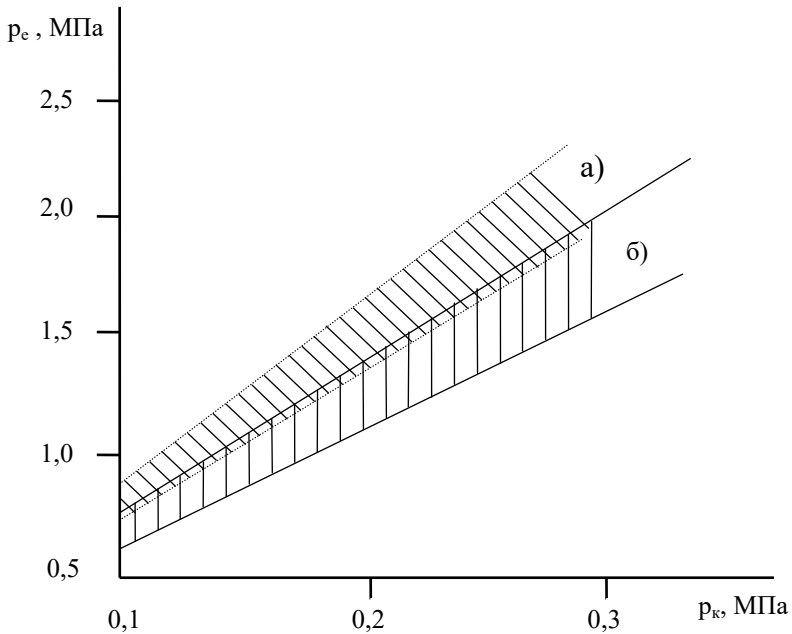
На другому етапі розраховують усі величини, які являються початковими при використанні ФММ.

Для зручності роботи з програмою Engine Calculation готують таблицю 3.2, в якій слід дотриматися певних вимог:

- розмістити таблицю на одному аркуші.
- обов'язково заповнити усі позиції, не пропустивши жодної з них.
- усі числові значення записати в основних одиницях основної міжнародної системи СІ.
- для забезпечення прийнятної точності усі величини мають бути розраховані і записані з 3...4-ма значущими цифрами.

– заповнену таблицю підписує студент і викладач – керівник курсового проекту.

Далі вибираємо або розраховуємо вихідні дані, які входять до таблиці 3.2.



поле з похилою штриховкою (а) – для бензинових 4-тактних ДВЗ;  
поле з вертикальною штриховкою (б) – для дизельних 4-тактних ДВЗ.  
Рисунок 3.1 – Статистична залежність середнього ефективного тиску  $p_e$   
від тиску наддуву  $p_k$

**Марка двигуна.** Вказується назва двигуна, а також можна зробити необхідні примітки (номінальний або дослідницький режим; номер розрахунку тощо). Ці дані заносяться до протоколу розрахунку.

**Код двигуна** (тільки для програми DVS2).

Код двигуна  $Y$  в програмі впливає на вибір теплоємностей робочого тіла, які залежать від складу і температури робочого тіла. Встановлені коди: для бензинових ДВЗ  $Y = 0$ , для дизельних  $Y = 1$ . Код типу двигуна (бензиновий або дизельний) впливає на вид палива і характер процесу згорання, який залежить від способу сумішоутворення.

Таблиця 3.2

Початкові дані для розрахунку робочого циклу  
двигуна ..... до програми Engine Calculation

Найменування величини	Численні величини						Позначення і одиниці виміру
	Номинальний режим	Дослідницькі режими					
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Марка двигуна</b>							–
<b>Тип двигуна</b>							
1. Тактність (2-тактний; 4-тактний)							–
3. Конфігурація (рядний, V-подібний)							–
3. Паливо (бензин; дизельне; інше)							–
4. Теплота згорання палива							$H_{\text{ит}}, \text{Дж/кг}$
5. Показник процесу згорання							$m_1$
<b>Конструктивні дані</b>							
6. Кількість циліндрів							$i$
7. Діаметр циліндра							$D, \text{м}$
6. Площа поршня							$F_{\text{п}}, \text{м}^2$
7. Радіус кривошипа							$r_{\text{к}}, \text{м}$
8. Величина $\lambda_{\text{к}}$							$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня							$F_{\text{п}}', \text{м}^2$
10. Площа теплообміну кришки							$F_{\text{к}}, \text{м}^2$
11. Об'єм камери стиснення							$V_{\text{с}}, \text{м}^3$
<b>Надув</b>							
12. Тиск наддуву							$p_{\text{к}}, \text{Па}$
13. Температура наддувочного повітря							$T_{\text{к}}, \text{К}$
<b>Регульовальні дані</b>							
14. Кут початку згорання							$\varphi_{\text{с}}, ^\circ \text{ПКВ}$
15. Кут кінця згорання							$\varphi_{\text{з}}, ^\circ \text{ПКВ}$
<b>Режимні дані</b>							
16. Кутова швидкість валу							$\omega, \text{рад/с}$
17. Коефіцієнт надлишку повітря							$\alpha$
18. Циклова подача палива							$\Delta m_{\text{тп}}, \text{кг/цикл}$
19. Середня температура стінок							$T_{\text{w}}, \text{К}$
<b>Початкові умови</b>							
20. Тиск							$p_{\text{а}}, \text{Па}$
21. Температура							$T_{\text{а}}, \text{К}$

## Закінчення таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8
23. Маса робочого тіла							$m_a$ , кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини							$V_a$ , $M^3$
<b>Дані до динамічного розрахунку</b>							
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)							$m_A$ , кг
25. Механічний ККД							$\eta_M$
<b>Розрахунковий крок</b>							$\Delta\varphi$ , ° ПКВ

Студент, група:

(підпис)

П. І. Б.

Викладач-керівник:

(підпис)

П. І. Б.

**Тип двигуна.**

1. 2-тактний або 4-тактний (див. індивідуальне завдання).  
 3. Конфігурація двигуна: рядний, V-подібний (див. індивідуальне завдання).

3. Паливо: бензин, дизельне паливо (див. індивідуальне завдання). Якщо розраховується «інше паливо» – див. рекомендації в розділі 3.

4. Теплота згорання палива  $H_{uT}$ , Дж/кг.

5. Показник процесу згорання вибирають на основі рекомендацій за емпіричними даними:

– для бензинових ДВЗ  $m_1 = 3,3...4,0$ ;

– для дизельних ДВЗ  $m_1 = -0,3...+0,7$ .

Слід зазначити, що незважаючи на порівняно широкий діапазон зміни  $m_1$ , на кінцевий результат це впливає мало, оскільки сам процес згорання складає за тривалістю невелику частину усього циклу.

**Конструктивні дані.**

6. Кількість циліндрів (див. індивідуальне завдання).

7. Діаметр циліндра визначають за формулою (3.3), величину D рекомендується округляти до найближчого числа цілих міліметрів.

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

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3.6)$$

і може відрізнятись від площі поверхні теплообміну поршня (див. п. 9 цього розділу).

7. Радіус кривошипа  $r_k$  знайдений в оціночному розрахунку за формулою (3.5).

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$

є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунного механізму. Величину  $\lambda_k$  розраховують, або вибирають за практичними рекомендаціями:

- для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ ;
- для судових ДВЗ  $\lambda_k = 0,20 \dots 0,28$ .

9. Площа теплообміну поршня  $F_{п'}$  залежить від конфігурації днища поршня. При плоскому днищі  $F_{п'} = F_{п}$ . Якщо днище має складну конфігурацію, наприклад у разі напіврозділеної камери дизельного ДВЗ або при виконанні спеціальних проточок на поршні для клапанів, то  $F_{п'} > F_{п}$ . Залежно від типу двигуна і виду камери можна вибирати:

- для бензинових ДВЗ  $F_{п'} = (1,0 \dots 1,1) \cdot F_{п}$ ;
- для дизельних ДВЗ:
  - а) з розділеними камерами (рис. 3.2, а)  $F_{п'} \approx F_{п}$ ,
  - б) з нерозділеними камерами (рис. 3.2, б–д)  $F_{п'} = (1,2 \dots 1,3) \cdot F_{п}$ ,
  - в) з напіврозділеними камерами (рис. 3.2, е, ж)  $F_{п'} = (1,4 \dots 1,5) \cdot F_{п}$ .

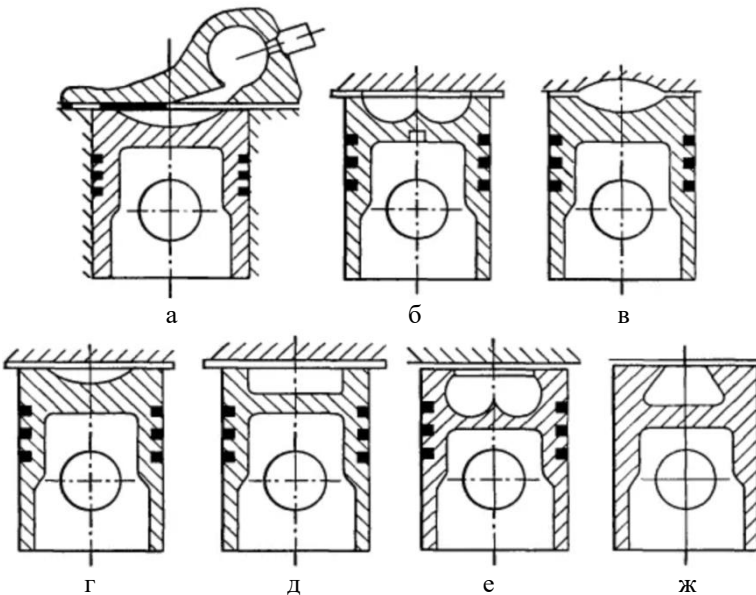


Рисунок 3.2 – Камери згорання дизельних ДВЗ: розділеного (а), нерозділеного (б, в, г, д), напіврозділеного (е, ж) типів

10. Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У бензинових ДВЗ застосовують плоскі, шатрові, клиновидні, овальні, напівсферичні та інші камери; для них має місце співвідношення  $F_k = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_{\text{п}}$ .

Для дизельних ДВЗ (див. рис. 3.2):

– для нерозділених і напіврозділених камер  $F_k = (1,0 \dots 1,3) \cdot F_{\text{п}}$ ,

– для розділених камер  $F_k = (1,3 \dots 1,5) \cdot F_{\text{п}}$ .

11. Об'єм камери стиснення розраховують за співвідношенням

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

### Наддув двигуна.

12. Тиск наддуву  $p_k$  встановлюють за індивідуальним завданням. За відсутності наддуву  $p_k = p_o$ .

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховують температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left( 1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{к ад}}} \right), \quad (3.8)$$

де  $\pi_k = \frac{p_k}{p_o}$  – ступінь підвищення тиску в компресорі;

$k = 1,40$  – показник адіабаты для повітря;

$\eta_{\text{к ад}} = 0,70 \dots 0,90$  – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора.

При малих ступнях підвищення тиску в компресорі ( $\pi_k < 1,5$ ) охолодження наддувочного повітря зазвичай не застосовують. При високих значеннях  $\pi_k$  (особливо при  $\pi_k > 2$ ) після компресора встановлюють охолоджувач (інтеркулер), в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T'_k - T_o), \quad (3.9)$$

де  $\sigma = 0,50 \dots 0,80$  – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина  $\sigma$  залежить від конструкції і розмірів охолоджувача.

Якщо  $\sigma = 1$ , то охолодження немає і  $T_k = T'_k$ . Теоретично при  $\sigma = 0$  можна охолодити повітря до температури атмосферного повітря  $T_o$ , що проте практично нереально (при  $\sigma \rightarrow 0$  розміри охолоджувача прямують до нескінченності).

### Регулювальні дані.

14. Кут початку згорання  $\varphi_c$  залежить від кута випередження запалювання  $\Delta\varphi_{оп}$  у бензинових ДВЗ або від кута випередження впорскування палива в дизельному ДВЗ.

Для бензинових ДВЗ

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп}, \quad (3.10)$$

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

У дизельних ДВЗ істотною роль грає період затримки займання палива  $\Delta\varphi_i$ , тому

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i, \quad (3.11)$$

де  $\Delta\varphi_{оп} = 20 \dots 35^\circ$ ;

$\Delta\varphi_i = 8 \dots 12^\circ$  – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення ( $p_c, T_c$ ).

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{ст}, \quad (3.12)$$

де  $\Delta\varphi_{ст} = 40 \dots 60^\circ$  для бензинових ДВЗ;  $\Delta\varphi_{ст} = 60 \dots 100^\circ$  для дизелів.

Крім типу двигуна, основними чинниками, що впливають на тривалість згорання, є: частота обертання валу, розміри циліндра, турбулентність в заряді.

### Режимні дані.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega$ , рад/с, визначається за індивідуальним завданням в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ , с<sup>-1</sup>:

$$\omega = 2\pi n. \quad (3.13)$$

Якщо розрахунок ведеться при інших частотах обертання, відмінних від номінального режиму, то величини  $n$  або  $\omega$  вибирають за змістом (наприклад, на режимі холостого ходу  $n = n_{\min}$ ).

17. Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  на номінальному режимі обґрунтовано обирається в залежності від типу двигуна та режиму його роботи. На номінальному режимі:

– для дизельних ДВЗ  $\alpha = 1,2...2,0$ ; причому більші значення характерні для ДВЗ з високим ступенем наддуву; для великих судових дизелів  $\alpha = 1,5...2,7$

– для бензинових  $\alpha = 0,85...1,0$ , причому менші значення характерні для карбюраторних двигунів, а більші – для ДВЗ з розподіленим або безпосереднім впорскуванням палива.

При розрахунках на дослідницьких режимах величина  $\alpha$  може істотно відрізнитися від вказаних діапазонів.

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вц}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (3.14)$$

де  $\rho_k$  – щільність заряду на вході в циліндр визначається за формулою

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k}, \quad (3.15)$$

а за відсутності наддуву

$$\rho_k = \rho_o = \frac{p_o}{RT_o}; \quad (3.16)$$

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}. \quad (3.17)$$

Для перевірки, можна орієнтуватись на наступні значення коефіцієнта наповнення (для номінального режиму роботи ДВЗ):

– для бензинових 4-тактних двигунів  $\eta_v = 0,7 \dots 0,9$  (менші значення притаманні карбюраторним двигунам, більші – для ДВЗ із впорскуванням палива);

– для бензинових 2-тактних двигунів  $\eta_v = 0,4 \dots 0,5$ ;

– для дизелів без наддуву  $\eta_v = 0,80 \dots 0,90$ ;

– для дизелів з наддувом  $\eta_v = 0,85 \dots 0,98$ .

У формулі (3.17)  $\Delta p_{\text{вп}}$  – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,25) \cdot p_k. \quad (3.18)$$

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

$\Delta T$  – підігрів заряду на впуску, причому для бензинових ДВЗ  $\Delta T = 0 \dots 20$  К, для дизелів –  $\Delta T = 20 \dots 40$  К. Підігрів заряду  $\Delta T$  у бензинових ДВЗ менше, ніж в дизельних, оскільки частоти обертання у них більше, і крім того, на підігрівання впливає випаровування бензину у впускній системі.

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів:

– у 4-тактних бензинових ДВЗ  $\gamma_r = 0,05 \dots 0,16$ ;

– у 2-тактних бензинових ДВЗ з кривошипно-камерною продувкою  $\gamma_r = 0,2 \dots 0,4$ ,

– у 2-тактних бензинових ДВЗ з прямоточною клапанно-щільовою продувкою  $\gamma_r = 0,02 \dots 0,06$ .

– у дизелів  $\gamma_r = 0,03 \dots 0,06$ ;

– у 2-тактних дизелів з продувочним компресором  $\gamma_r = 0,05 \dots 0,25$ .

$T_r = 700 \dots 1100$  К – температура залишкових газів. Для різних типів двигунів складає:

- у бензинових ДВЗ  $T_r = 900 \dots 1100$  К;
- у дизелів  $T_r = 700 \dots 900$  К;
- у дизелів з наддувом  $T_r = 800 \dots 1000$  К.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{гц} = \frac{\Delta m_{вц}}{\alpha \cdot \ell_o}. \quad (3.19)$$

19. Середня температура стінок камери згорання  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня його форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). На номінальному режимі роботи приймають:

- для деталей зі сталі та чавуну  $T_w = 550 \dots 650$  К,
- для деталей з алюмінієвих сплавів  $T_w = 420 \dots 470$  К.

Більші значення  $T_w$  відносяться до форсованих ДВЗ з наддувом при малих величинах коефіцієнта надлишку повітря.

#### **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 нижній мертвій точці (НМТ) і куті повороту кривошипа  $\varphi = 180^\circ$ . Початок відліку кута  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп}, \quad (3.20)$$

де  $\Delta p_{вп}$  розраховано за формулою (3.18).

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma_r} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma_r \cdot T_r). \quad (3.21)$$

Рекомендації по вибору величин, що входять у формулу, дані раніше в п. 18.

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

$$m_a = (1 + \gamma_r) \cdot \Delta m_{вп}. \quad (3.22)$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h. \quad (3.23)$$

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

$$P_a \cdot V_a = R \cdot m_a \cdot T_a. \quad (3.24)$$

Допустима похибка цього рівняння складає 3...4 %. Якщо похибка перевищує вказану величину, то значення  $p_a$ ,  $m_a$  і  $T_a$  уточнюють, варіюючи параметри  $\Delta p_{вп}$ ,  $\gamma_r$ ,  $\Delta T$ ,  $T_r$ .

#### Дані до динамічного розрахунку.

24. 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:

$$m_A = [m'_п + (0,2 \dots 0,3) \cdot m'_ш] \cdot F_{п}, \quad (3.25)$$

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

Величини  $m'_п$  і  $m'_ш$  в правій частині формули визначають на основі статистичних даних існуючих конструкцій ДВЗ (у таблиці 3.3 вказані питомі маси, віднесені до одиниці площі поршня).

**Розрахунковий крок** рівний  $\Delta\varphi = 10^\circ$  (для програми Engine Calculation),  $\Delta\varphi = 1^\circ$  (для програми DVS2).

Таблиця 3.3

Питомі маси деталей КШМ

Двигуни	Питома маса поршневого комплекту $m'_п$ , кг/м <sup>2</sup>	Питома маса комплекту шатуна $m'_ш$ , кг/м <sup>2</sup>
Бензинові	40...150	50...250
Дизельні	100...400	100...350

Найбільші числові значення питомих мас характерні для двигунів застарілих конструкцій, а найменші – для сучасних найбільш швидкохідних ДВЗ.

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

**Протокол теплового розрахунку** має форму за таблицею 3.4. Цей протокол містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипу колінчастого валу (ПКВ)  $\varphi$ .

Слід мати на увазі, що розрахунок в програмі Engine Calculation виконується з кроком інтеграції  $\Delta\varphi = 1^\circ$ , але з метою скорочення об'єму протоколу, його запис слід робити з кроком  $\Delta\varphi = 10^\circ$  для кутів

повороту кривошипа  $\varphi = 180...540^\circ$ , що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ.

Таблиця 3.4

Протокол теплового розрахунку				
$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$p, \text{Па}$	$T, \text{К}$	$m, \text{кг}$	$V, \text{м}^3$
180				
190				
200				
...				
...				
...				
540				
(Двигун) (Дата) $L_i =$ $p_i =$ $\eta_i =$ $g_i =$				

У кінці протоколу також наведено:

- назва двигуна;
- дата виконання розрахунку;

а також основні індикаторні показники циклу:

- індикаторна робота циклу  $L_i$ , Дж/цикл;
- середній індикаторний тиск  $p_i$ , Па;
- індикаторний ККД  $\eta_i$ ;
- питома індикаторна витрата палива  $g_i$ , кг/(кВт·год).

**Протокол динамічного розрахунку** (табл. 3.5) містить запис основних сил, що діють в кривошипно-шатунному механізмі (див. рисунок 1.3):

- на поршень – осьова сила  $P$  і бокова  $N$ ;
- вздовж шатуна –  $S$ ;
- на кривошип – тангенціальна сила  $T$  і нормальна  $K$ ;

а також величина обертового 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  $\varphi = 1...720^\circ$  ПКВ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису  $\Delta\varphi = 20^\circ$ .

Таблиця 3.5

## Протокол динамічного розрахунку

φ, ° ПКВ	P <sub>ц</sub> , Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0						
20						
40						
...						
...						
...						
720						

Для зручності побудови сил та моментів у V-подібних двигунах, рекомендується протокол динамічного розрахунку записувати з кроком запису  $\Delta\varphi = 15^\circ$  або  $\Delta\varphi = 30^\circ$  ПКВ

### 3.4 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 розраховуються за формулами:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m, \quad (3.26)$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_m, \quad (3.27)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД двигуна, який враховує вплив механічних втрат.

Значення механічного ККД для номінального режиму роботи ДВЗ може знаходитися в межах:

- для двигунів з іскровим запалюванням  $\eta_m = 0,70...0,85$ ;
- для дизелів малої і середньої потужності  $\eta_m = 0,75...0,9$ ;
- для дизелів великої потужності  $\eta_m = 0,85...0,95$ .

Розрахована за формулою (3.26) потужність на номінальному режимі повинна відповідати величині  $N_e$  за індивідуальним завданням (допустимі відмінності в межах 10 %).

Розрахований за формулою (3.27) середній ефективний тиск циклу повинен відповідати величині  $p_e$ , прийнятій за рисунком 3.1 (допустимі відмінності в межах 10 %).

На дослідницьких режимах відмінність розрахованих величин  $N_e$  і  $p_e$  може бути значно більше.

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку (таблиця 3.4) знаходять

величини максимального тиску  $p_{\max}$  і максимальної температури  $T_{\max}$ . Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевищували відповідні максимально допустимі  $p_{\text{доп}}$  і  $T_{\text{доп}}$ , наведені в таблиці 3.6.

Якщо розрахунки показали, що вказані межі параметрів не витримані, то необхідно пояснити причину цього і запропонувати заходи для приведення їх в норму.

Таблиця 3.6

Максимальний тиск і температура за цикл

Тип двигунів	$p_{\text{доп}}$ , МПа	$T_{\text{доп}}$ , К
Бензинові	5...8	3000...3200
Дизельні автотракторні без наддуву	12...14	2000...2200
Дизельні автотракторні з наддувом	14...16	2200...2500
Дизельні судові великої потужності	6...18	1600...2000

Питомі індикаторні показники ДВЗ (середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ ) порівнюють з досягнутими нині двигунобудівними фірмами (табл. 3.7).

Якщо є невідповідність розрахованих індикаторних показників тим, які наведені в таблиці 3.7, то необхідно пояснити і запропонувати способи поліпшення показників (якщо необхідно).

Таблиця 3.7

Індикаторні показники сучасних ДВЗ на номінальному режимі роботи

Тип двигунів	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·год)
4-тактні бензинові: – без наддува	0,70...1,20	0,25...0,40	205...330
– з наддувом	1,30...1,90	0,38...0,43	190...300
2-тактні бензинові з кривошипно-камерною продувкою	0,35...0,45	0,18...0,20	409...455
4-тактні дизелі: – без наддува	0,70...1,10	0,45...0,50	170...200
– з наддувом	1,00...2,50	0,48...0,52	164...175
2-тактні дизелі	0,50...0,70	0,42...0,48	215...273
Дизельні судові великої потужності	1,50...2,00	0,41...0,62	140...205

За даними протоколу теплового розрахунку будують згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму в системах координат  $p(V)$ ;  $T(V)$  у відповідних масштабах (див. рисунки 3.3, 3.4).

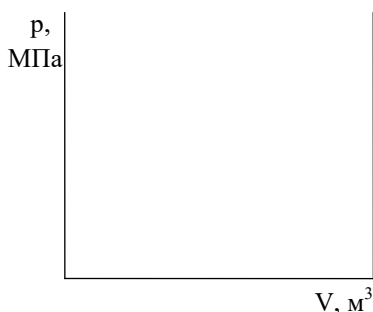


Рисунок 3.3 – Індикаторні діаграми  $P(V)$

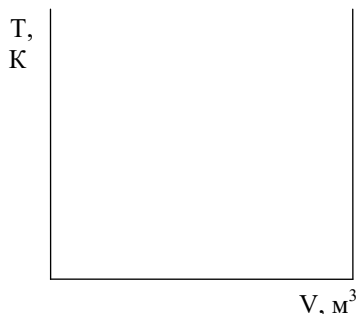


Рисунок 3.4 – Індикаторні діаграми  $T(V)$

На цьому закінчується перший розділ теплового розрахунку.

### 3.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ

В індивідуальному завданні вказаний досліджуваний фактор з числа перерахованих в розділі 1.5 «Дослідницька частина проекту». Дослідження виконують методом варіантних розрахунків.

Вибирають декілька значень досліджуваного фактора  $X$  (зазвичай 4...5) в практично можливих межах, визначають та перераховують усі величини, що залежать від досліджуваного фактора, і заносять їх в таблицю 3.2. Кожен дослідницький варіант підлягає розрахунку в програмі Engine Calculation, і до кожного з них додається протокол теплового розрахунку. За отриманими результатами роблять висновки про характер і ступінь впливу досліджуваного чинника  $X$  на основні показники робочого циклу двигуна. Для зручності і наочності ці матеріали представляють в графічному вигляді.

Індикаторні діаграми (рисунки 3.3, 3.4) представляють поєднаними для номінального і дослідницьких режимів.

Вплив досліджуваного чинника  $X$  ілюструють за допомогою наступних графіків(рис. 3.5, 3.6, 3.7).

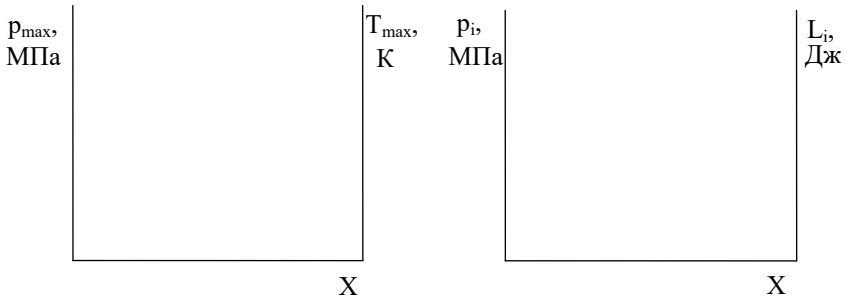


Рисунок 3.5 – Вплив фактора  $X$  на максимальні значення  $p_{\max}$  і  $T_{\max}$

Рисунок 3.6 – Вплив фактора  $X$  на енергетичні індикаторні показники



Рисунок 3.7 – Вплив фактора  $X$  на економічні індикаторні показники

Виконують побудову графіків згідно рисунків 3.5–3.7. Результати з графіків необхідно пояснити і дати їм технічну оцінку.

У дослідницькій частині проекту у ряді випадків виникають особливості, деякі з яких описані далі.

### 3.5.1 Швидкісні характеристики двигуна

Швидкісні характеристики розраховують в діапазоні частот обертання валу від  $n_{\min}$  до  $n_{\text{ном}}$ , причому для бензинових ДВЗ  $n_{\min} = (0,20 \dots 0,25) n_{\text{ном}}$ , для дизельних ДВЗ  $n_{\min} = (0,35 \dots 0,40) n_{\text{ном}}$ . У вказаних діапазонах вибирають частоти  $n'$ ,  $n''$  і так далі.

Зі зміною частоти  $n$  змінюються деякі з початкових параметрів, наведених в таблиці 3.2.

Тиск наддуву розраховують за наближеною формулою

$$p'_k = p_o + \left( \frac{n'}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \cdot (p_k - p_o), \quad (3.28)$$

де  $p_k$  – тиск наддуву на номінальному режимі.

Далі визначають  $T'_k$  і  $T_k$  за формулами (3.8) і (3.9). Цикловий масовий заряд повітря  $\Delta m_{\text{вц}}$ , коефіцієнт наповнення, циклову масову подачу палива, тиск  $p_a$ , температуру  $T_a$  і масу робочого тіла в циліндрі розраховують за формулами (3.17) – (3.23) і перевіряють знайдені величини за співвідношенням (3.24) на кожній частоті.

### 3.5.2 Характеристики навантажень двигуна

В цьому випадку визначають параметри на номінальному і часткових режимах. Методики оцінки початкових даних на часткових режимах відрізняються для бензинових і дизельних ДВЗ, що пов'язано з різними способами регулювання.

**У бензинових ДВЗ** застосовують кількісне регулювання, при цьому одночасно змінюються і кількість повітря, і кількість палива. Частота обертання валу залишається незмінною, тому витрати потужності на механічні втрати приблизно однакові.

З даних номінального режиму:

– потужність механічних втрат

$$N_M = N_i (1 - \eta_M); \quad (3.29)$$

– цикловий повітряний заряд, необхідний для  $N_M$

$$\Delta m_{\text{вцМ}} = \Delta m_{\text{вц}} (1 - \eta_M); \quad (3.30)$$

– відповідна витрата палива

$$\Delta m_{\text{тцМ}} = \frac{\Delta m_{\text{вцМ}}}{\alpha \ell_o}; \quad (3.31)$$

– маса робочого тіла в циліндрі

$$m_a = (1 + \gamma_r) \cdot \Delta m_{\text{вц}}; \quad (3.32)$$

– маса залишкових газів

$$m_\gamma = \gamma_r \cdot \Delta m_{\text{вц}}. \quad (3.33)$$

На часткових режимах:

– цикловий заряд повітря

$$\Delta m'_{\text{тц}} = K(\Delta m_{\text{вц}} - \Delta m_{\text{вцМ}}) + \Delta m_{\text{вцМ}}, \quad (3.34)$$

де  $K$  – коефіцієнт навантаження (змінюється від  $K = 1$  до  $K = 0$ );

– циклова подача палива

$$\Delta m'_{\text{тц}} = \frac{\Delta m'_{\text{вц}}}{\alpha \ell_o}; \quad (3.35)$$

– маса робочого тіла в циліндрі на початку розрахунку

$$m_a = \Delta m'_{\text{вц}} + \gamma_{\text{г}} \cdot \Delta m_{\text{вц}}; \quad (3.36)$$

– тиск на початку стиснення (за рівнянням стану):

$$p_a = \frac{R}{V_a} (\Delta m'_{\text{вц}} + \gamma_{\text{г}} \cdot \Delta m_{\text{вц}}) \cdot T_a, \quad (3.37)$$

де температура  $T_a$  приймається на усіх режимах однаковою.

З останніх формул виходить, що на номінальному режимі при  $K = 1$

$$\Delta m'_{\text{вц}} = \Delta m_{\text{вц}}; \quad (3.38)$$

$$\Delta m'_a = (1 + \gamma_{\text{г}}) \cdot \Delta m_{\text{вц}}; \quad (3.39)$$

$$P'_a = \frac{R}{V_a} \cdot \Delta m_{\text{вц}} \cdot T_a, \quad (3.40)$$

а на режимі холостого ходу при  $K = 0$

$$\Delta m'_{\text{вц}} = \Delta m_{\text{вцм}}; \quad (3.41)$$

$$\Delta m'_{\text{тц}} = \frac{\Delta m'_{\text{вцм}}}{\alpha \cdot \ell_o}; \quad (3.42)$$

$$m'_a = \gamma_{\text{г}} \cdot \Delta m_{\text{вц}}, \quad (3.43)$$

що цілком відповідає фізичному сенсу режимів.

У зв'язку з особливостями будови карбюраторів або систем впорскування у бензинових ДВЗ із навантаженням змінюється і коефіцієнт надлишку повітря, який рекомендується вибирати за таблицею 3.8.

У дизельних ДВЗ застосовують якісне регулювання, при якому змінюється кількість палива, а кількість повітря залишається приблизно постійною. Тому  $\Delta m_{\text{вц}} = \text{const}$ ;  $T_a = \text{const}$ ;  $p_a = \text{const}$ ;  $m_a = \text{const}$ .

Таблиця 3.8

Коефіцієнт надлишкового повітря  $\alpha$  у бензинових ДВЗ залежно від коефіцієнта навантаження  $K$

$K$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0
$\alpha$	за даними номінального режиму	1,05	1,05	1,03	1,00	0,6...0,7

Циклову подачу палива на часткових навантаженнях визначають за формулою

$$\Delta m'_{\text{тц}} = K(\Delta m_{\text{тц}} - \Delta m_{\text{тцм}}) + \Delta m_{\text{тцм}}, \quad (3.44)$$

де  $K$  – коефіцієнт навантаження (змінюється від  $K = 1$  до  $K = 0$ );

$\Delta m_{\text{тцм}}$  – подача палива, що витрачається на механічні втрати, визначається за даними номінального режиму

$$\Delta m_{\text{тцм}} = \Delta m_{\text{тц}} (1 - \eta_{\text{м}}), \quad (3.45)$$

і на усіх режимах при  $n = \text{const}$  залишається однаковою, а коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha' = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\Delta m'_{\text{тц}} \cdot \ell_o}. \quad (3.46)$$

Якщо  $K = 1$  (повне навантаження), то ми отримуємо формули для номінального режиму, а при  $K = 0$  (на холостому ходу) маємо

$$\Delta m'_{\text{тц}} = \Delta m_{\text{тцм}}; \quad (3.47)$$

$$\alpha' = \frac{\Delta m_{\text{вц}}}{\Delta m_{\text{тцм}} \cdot \ell_o}. \quad (3.48)$$

### 3.5.3 Пусковий режим

Пусковий режим можливий двох видів: при холодному двигуні (в цьому випадку температура стінок дорівнює температурі атмосферного повітря  $T_w = T_o$ ) і при гарячому двигуні (в цьому випадку температура стінок як на номінальному режимі  $T_w$  або проміжна між  $T_w$  і  $T_o$ , якщо двигун частково охолоджений). Пусковий режим відрізняється також тим, що двигун працює при мінімально стійкій частоті обертання валу  $n_{\text{мін}}$ , яка вибирається за рекомендаціями, даними в розділі 3.6 «До розрахунку швидкісних характеристик двигуна». Коефіцієнт навантаження на пусковому режимі  $K = 0$ , що відповідає холостому ходу (двигун протягом декількох хвилин прогрівається), тому інші рекомендації див. в розділі 3.7 «До розрахунку характеристик навантажень двигуна».

### 3.5.4 Вплив вологості повітря

За великої вологості (в морських районах та в тропічних широтах) в циліндр ДВЗ потрапляє менше кисню, і це впливає на усі показники двигуна. Вологість повітря характеризують відносною вологістю, яка є відношенням парціального тиску  $p_{\text{пар}}$  пари води до тиску пари в насиченій суміші

$$\psi = \frac{p_{\text{пар}}}{p_{\text{нас}}}, \quad (3.49)$$

чи вологомісткістю, яка дорівнює відношенню маси пари води до маси сухого повітря

$$d = \frac{m_{\text{пар}}}{m_{\text{всух}}} \quad (3.50)$$

Усі попередні формули в методиці написані для сухого повітря. Для вологого ми повинні записати загальну масову кількість робочого тіла, що складається з сухого повітря і пари води:

$$m = m_{\text{сух}} + d \cdot m_{\text{сух}} = (1 + d) \cdot m_{\text{сух}} \quad (3.51)$$

Тому при використанні рівняння (3.19) враховують долю сухого повітря, а саме

$$\Delta m_{\text{тц}} = \frac{\Delta m_{\text{всух}}}{\alpha \cdot \ell_o} \quad (3.52)$$

де

$$\Delta m_{\text{всух}} = \frac{m_{\text{вц}}}{1 + d} \quad (3.53)$$

Величину вологовмісткості  $d$  оцінюють за таблицею 3.9.

Таблиця 3.9

Вологомісткість повітря  $d$  при різних температурах і відносній вологості

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість $\psi, \%$					
	50	60	70	80	90	100
10	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008
20	0,007	0,009	0,010	0,012	0,013	0,015
30	0,014	0,016	0,019	0,022	0,025	0,028
40	0,024	0,029	0,034	0,039	0,045	0,050
50	0,041	0,050	0,059	0,069	0,078	0,088

В розрахунках з сухим кліматом відносна вологість знаходиться в межах  $\psi = 30 \dots 40 \%$ , і її не враховують через незначний вплив; в зонах з помірним кліматом  $\psi = 50 \dots 60 \%$ ; у тропіках відносна вологість досягає  $\psi = 90 \dots 100 \%$  і вносить помітний вплив на показники ДВЗ.

**Зауваження.** При розрахунках рівняння стану (3.24) маса  $m_a$  визначається для вологого повітря, оскільки водяна пара є складовою частиною робочого тіла.

### 3.6 Динамічний розрахунок

Динамічний розрахунок представлений окремим протоколом (таблиця 3.5). Цей розрахунок виконується тільки для номінального режиму. Результати динамічного розрахунку ілюструють графіками (рисунок 3.8, 3.9, 3.10).

За формулами (1.20) – (1.25) студент розраховує сили, що діють в КШМ, для довільно вибраного кута повороту колінчастого валу.

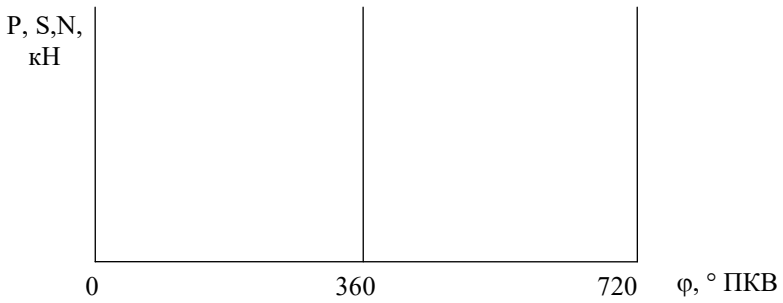


Рисунок 3.8 – Сили, що діють на поршень і шатун

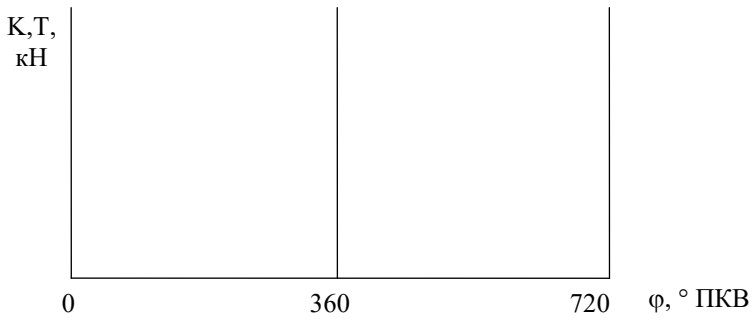


Рисунок 3.9 – Сили, що діють на кривошип

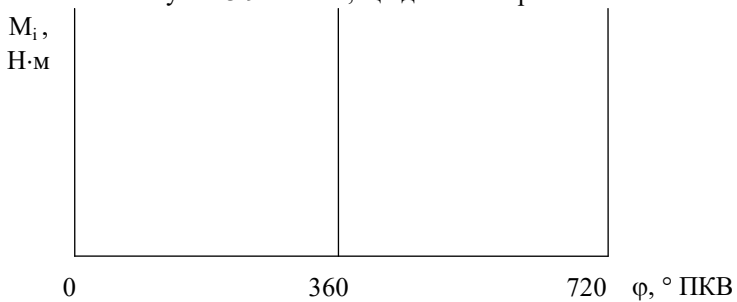


Рисунок 3.10 – Обертальний момент від одного циліндра

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих обертальних моментів і графік, що зображує вихідний обертальний момент на валу двигуна. Таблиця і графік складаються з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчастому валу двигуна.

Важливими параметрами в цьому випадку є кут розвороту кривошипів колінчастого валу  $\Delta\varphi_{кр}$ , та кут розвалу блоків циліндрів  $\gamma$  в двигунах V-подібної конструкції.

Наприклад, в 4-циліндровому рядному двигуні порядок роботи циліндрів 1-3-4-2, а кут розвороту кривошипів складає

$$\Delta\varphi_{кр} = 720 / i = 720 / 4 = 180^\circ, \quad (3.54)$$

У 6-циліндровому V-подібному двигуні кут розвалу блоків є конструктивним чинником, зазвичай  $\gamma = 60^\circ$  або  $\gamma = 90^\circ$ , а кут розвороту кривошипів складає

$$\Delta\varphi_{кр} = 720 / i = 720 / 6 = 120^\circ. \quad (3.55)$$

Таблицю набігаючих обертальних моментів студент конструює самостійно, залежно від індивідуального завдання, приклад для 4-циліндрового рядного двигуна див. таблицю 3.10.

Значення обертальних моментів (колонка для 1-го циліндра від  $\varphi = 0^\circ$  ПКВ до  $\varphi = 720^\circ$  ПКВ) складаються, і визначається середній індикаторний обертальний момент одного циліндра  $M_{i\text{ ср}}$ . Аналогічно визначається середній індикаторний обертальний момент двигуна  $M_{\Sigma\text{ ср}}$  (права колонка таблиці).

Зразок таблиці для 6-циліндрового V-подібного двигуна з кутом розвалу блоків  $\gamma$  див. у таблиці 3.11.

Таблиця 3.10

Таблиця набігаючих обертальних моментів, для рядного 4-циліндрового ДВЗ, Н·м

$\varphi$ , ° ПКВ	1-й циліндр $M_1$	2-й циліндр $M_2$	3-й циліндр $M_3$	4-й циліндр $M_4$	Сумарний момент $M_{\Sigma}$
0					
20					
40					
...					
...					
...					
720					
	$M_{i\text{ ср}} =$				$M_{\Sigma\text{ ср}} =$

Таблиця 3.11

Таблиця навігаючих обертальних моментів, для V-подібного шестциліндрового ДВЗ, Н·м

φ, ° ПКВ	Перший кривошип			Другий кривошип	Третій кривошип	Сумарний момент M <sub>Σ</sub>
	лівий циліндр M <sub>1л</sub>	правий циліндр M <sub>1п</sub>	загальний M <sub>1</sub>	загальний M <sub>2</sub>	загальний M <sub>3</sub>	
0						
20						
40						
...						
...						
...						
720						
	M <sub>i ср</sub> =					M <sub>Σ ср</sub> =

Якщо колінчастий вал 6-циліндрового ДВЗ має три кривошипи, то кут розвороту кривошипів  $\Delta\varphi_{кр} = 720 / 3 = 240^\circ$  ПКВ. В цьому випадку спочатку знаходять загальний момент від двох циліндрів на першому кривошипі, в колонці M<sub>1п</sub> усі величини зміщені відносно M<sub>1л</sub> на кут  $\gamma$ . Моменти на другому і третьому кривошипах зміщені на  $\Delta\varphi_{кр} = 240^\circ$  відповідно до порядку роботи циліндрів.

За даними таблиці 3.10 (або таблиці 3.11) будують діаграму сумарного індикаторного обертального моменту на вихідному валу двигуна (рисунок 3.11).

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

Знаючи розраховану за формулою (3.26) ефективну потужність двигуна, можна знайти середній ефективний обертальний момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (3.56)$$

З іншого боку, середній обертальний момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат

$$M_e = (M_i)_{ср} \cdot \eta_m \quad (3.57)$$

Величини M<sub>e</sub>, знайдені за формулами (3.47) і (3.48), мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %).

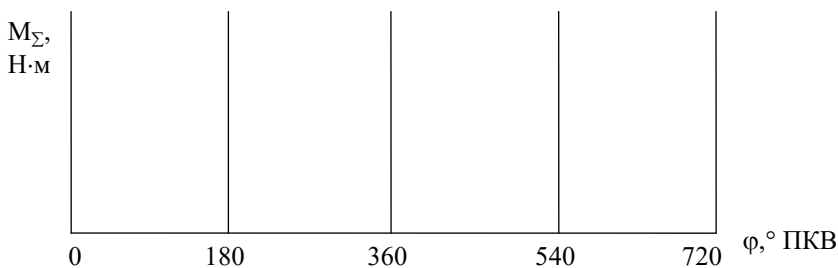


Рисунок 3.11 – Діаграма сумарного індикаторного оберального моменту на валу двигуна

### 3.7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму

На окремому аркуші в масштабі виконуються графічна побудова основних компонентів кривошипно-шатунного механізму. За основу можна прийняти рисунок 1.3. Схематично зображаються:

- поршень;
- стінка циліндра;
- стінка головки циліндрів;
- шатун;
- кривошип.

Профіль днища поршня та головки циліндрів мають відповідати типу двигуна.

На схемі позначаються всі відомі розміри, робляться графічно обумовлені відмітки верхньої та нижньої мертвих точок (ВМТ та НМТ).

### 3.8 Висновки і рекомендації

У кінці пояснювальної записки дається загальний висновок про виконаний проект, загальна оцінка отриманих результатів. Формулюються теоретичні та практичні рекомендації з вибору оптимального значення досліджуваного фактора  $X$ .

## 4 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

### 4.1 Оформлення курсового проєкту

Пояснювальна записка до курсового проєкту оформляється на аркушах стандартного формату А4 згідно вимог ДСТУ 3008:2015 «Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлювання», графічна частина – згідно вимог ЄСКД.

Текст пишуть темною пастою на одній стороні листа або комп'ютерним набором на аркушах формату А4 (210 x 297 мм) через півтора міжрядкових інтервали. Розміри полів: верхнє та нижнє – не менше 20 мм, лівє – не менше 25 мм, правє – не менше 10 мм. Для комп'ютерного набору рекомендується шрифт Times New Roman, 14 пт; відступ першого рядка (абзац) – 12,5...15 мм.

Усі графіки виконуються в масштабі на міліметровому папері або на аркушах ватману або в комп'ютерному виконанні.

Текст, формули, цифри мають бути чіткими, правильними і грамотними.

Пояснювальна записка містить:

– титульний аркуш встановленого зразка, на якому вказуються прізвища студента і викладача-керівника, їх підписи, дати виконання і захисту;

– реферат;

– зміст;

– індивідуальнє завдання;

– теорію і методику вирішення задачі;

– розрахунок початкових даних для номінального режиму.

– таблицю початкових даних (таблиця 3.2);

– протоколи розрахунку;

– аналіз результатів розрахунку;

– графіки, що ілюструють результати розрахунку і дослідження;

– висновки і рекомендації;

– перелік використаної літератури.

Нумерація сторінок пояснювальної записки наскрізна з урахуванням протоколів, графіків; перша сторінка – це титульний аркуш (номер не ставиться), друга – реферат і так далі, остання – використана література, яка включає підручники, навчальні посібники і методичні вказівки.

Загальний об'єм пояснювальної записки курсового проєкту – 20...40 сторінок.

## 4.2 Захист курсового проекту

Курсовий проект виконується впродовж семестру, його захист планується на останній тиждень семестру. Перед захистом пояснювальну записку перевіряє викладач-керівник. У разі відповідності записки індивідуальному завданню, виконанню завдання в повному обсязі, правильному розрахунку всіх величин, грамотному викладу і акуратному оформленні викладач робить відмітку «до захисту» та призначає термін захисту.

При захисті курсового проекту необхідно показати знання з наступних розділів:

- визначення і фізичне тлумачення усіх використаних величин, параметрів, показників, рівнянь, процесів і явищ, що становлять суть теорії і динаміки ДВЗ;
- фізико-математичні моделі для розрахунку та дослідження процесів в ДВЗ;
- методика визначення початкових даних для розрахунку і дослідження;
- зміст і результати дослідження;
- чітке формулювання основних результатів досліджу.

При захисті курсового проекту студент робить повідомлення про його зміст впродовж 5...6 хвилин. У повідомленні потрібно викласти:

- постановку і завдання дослідження;
- індивідуальне завдання;
- метод рішення задачі;
- основні результати дослідження;
- висновки і рекомендації;

Після повідомлення студент відповідає на питання викладачів-членів комісії. Оцінка за курсовим проектом ставиться з врахуванням:

- якості повідомлення і відповідей на питання;
- правильності розрахунків, викладу матеріалу;
- технічної і літературної грамотності;
- акуратності оформлення текстів і графіків.

**5 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ  
(БЕНЗИНОВИЙ АТМОСФЕРНИЙ ДВИГУН)**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»**

Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання»

**КУРСОВИЙ ПРОЄКТ**

з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання»

на тему: Тепловий і динамічний розрахунок двигуна MeM3-245

Студента (ки) 4 курсу групи T-419  
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування  
освітня програма (спеціалізація) Двигуни  
внутрішнього згорання  
Іванов Павло Євгенович

(прізвище та ініціали)

Керівник д.т.н., професор Слинко Г. І.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ім'я)

Кількість балів: \_\_\_\_\_

Члени комісії

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

2024 рік

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 30 с., 10 рис., 10 табл., 9 літ. джерел

### ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ДИНАМІКА ДВЗ, ОБ'ЄМ, СИЛИ, ТЕМПЕРАТУРА, ТЕОРІЯ ДВЗ, ТИСК, ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

Виконання курсового проєкту на тему «Тепловий і динамічний розрахунок двигуна MeM3-245» з дисципліни «Теорія ДВЗ» має на меті ознайомити студентів із сучасними методами розрахунку основних техніко-економічних показників двигунів, а також їх динамічних характеристик (сил, що діють в КШМ, і моментів сил), за допомогою персонального комп'ютера.

Виконано тепловий розрахунок бензинового 4-тактного двигуна MeM3-245 на номінальному режимі. На першому етапі підготовлено дані для введення в комп'ютерну програму Engine Calculation. На другому оброблено протоколи розрахунків. Визначено питомі індикаторні показники ДВЗ – індикаторна робота циклу  $L_i = 253,170$  Дж, середній індикаторний тиск  $p_i = 969,352$  кПа, індикаторний ККД  $\eta_i = 0,461$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,225$  кг/(кВт·год). За індикаторними показниками двигуна розраховано ефективну потужність  $N_e = 37,4$  кВт та середній ефективний тиск циклу  $p_e = 794,9$  кПа. Похибка розрахунку не перевищує 0,6 %.

Визначено вплив варіативного фактору (кута початку згорання  $\varphi_c$ ) на показники двигуна. Збільшення кута початку згорання з  $\varphi_c = 335^\circ$  ПКВ до  $\varphi_c = 325^\circ$  ПКВ на номінальному режимі двигуна MeM3-245 забезпечить наступний технічний ефект: зростає середній індикаторний тиск в циліндрі на 7,0 %; зростає індикаторна робота в циліндрі  $L_i$  на 7,0 %; зростає індикаторний ККД на 7,2 %; зменшується питома витрата палива на 6,7 %.

Побудовані індикаторні діаграми  $P(V)$ ,  $T(V)$  при кутах початку згорання  $\varphi_c = 315...355^\circ$  ПКВ.

Виконано динамічний розрахунок для номінального режиму двигуна. Графіками показано зміну сил  $P$ ,  $S$ ,  $N$ ,  $K$ ,  $T$  від кута повороту кривошипа. Отримано індикаторний обертальний момент для 1-го циліндра (19,0 Н·м) та для всього двигуна (75,9 Н·м), визначено середній ефективний момент ( $M_e = 66,171$  Н·м). Похибка розрахунку склала 5,9 %.

## ЗМІСТ

### ВСТУП

- 1 Індивідуальне завдання до проєкту
- 2 Початкові дані для розрахунку двигуна MeM3-245
- 3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків
- 4 Контроль і аналіз результатів розрахунку
- 5 Дослідження робочого циклу ДВЗ
- 6 Динамічний розрахунок
- 7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму
- 8 Висновки і рекомендації

### ЛІТЕРАТУРА

## ВСТУП

Курсовий проект складається з двох частин:

- тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ);
- динамічний розрахунок ДВЗ.

Тепловий розрахунок включає:

- розрахунок номінального режиму двигуна, аналіз отриманих результатів;
- варіантні розрахунки з дослідження впливу кута початку згорання  $\varphi_c$  на показники двигуна.

Динамічний розрахунок двигуна передбачає визначення сил і моментів, діючих на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ), визначення обертового 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 (5.1) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_{\pi} r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\tau \pi} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

Система (5.1) складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Кінцевою метою рішення системи є функції  $V(\varphi)$ ;  $m(\varphi)$ ;  $T(\varphi)$ ;  $p(\varphi)$ .

Протоколи програми Engine Calculation включають індикаторні показники двигуна МеМЗ-245, за якими розраховуємо його ефективні показники.

## 5.1 Індивідуальне завдання до проєкту

Завдання до виконання курсового проєкту:

– марка двигуна	MeM3-245
– потужність $N_e$ , кВт;	37,5
– частота обертання валу $n$ , хв <sup>-1</sup>	5400
– ступінь стиснення $\varepsilon$	9,5
– тиск наддуву $p_k$ , МПа	0,101
– температура повітря $T_o$ , К	300
– число циліндрів $i$	4
– розташування циліндрів	рядне
– тактність	4-тактний
– відношення ходу поршня до діаметра циліндра $\frac{S}{D}$	0,93
– вид палива	бензин
– досліджуваний фактор	$\varphi_c$

## 5.2 Початкові дані для розрахунку двигуна MeM3-245

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна. Двигун з іскровим запалюванням, без наддуву, тому  $p_k = p_o = 0,101$  МПа,  $T_k = T_o = 293$  К.

Розраховуємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n}, \quad (5.2)$$

$$V_h = \frac{37,5 \cdot 1000}{4 \cdot 0,8 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{5400} = 260,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 260,4 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,93}} = 0,0709 \text{ м}. \quad (5.3)$$

Приймаємо  $D = 0,071$  м.

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,071 \cdot 0,93 = 0,0660 \text{ м}, \quad (5.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,066}{2} = 0,033 \text{ м}. \quad (5.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,071^2}{4} \cdot 0,066 = 261,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (5.6)$$

Далі вибираємо або розраховуємо вихідні дані для теплового розрахунку двигуна, заносимо їх до таблиці 5.1.

**Марка двигуна.** МеМЗ-245.

**Тип двигуна.**

1. 4-тактний.
3. Конфігурація двигуна: рядний.
3. Паливо: бензин.
4. Теплоота згорання палива  $H_{\text{ут}} = 44$  МДж/кг.
5. Показник процесу згорання для бензинових ДВЗ (на основі емпіричних даних)  $m_1 = 3,3 \dots 4,0$ . Вибираємо  $m_1 = 3,5$ .

**Конструктивні дані.**

6. Кількість циліндрів: 4.
7. Діаметр циліндра  $D = 0,071$  м.
6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,071^2 = 3,9572 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (5.7)$$

7. Радіус кривошипа  $r_k = 0,033$  м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{\text{ш}}}$

є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Величину  $\lambda_k$  розраховують, або вибирають за практичними рекомендаціями, для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ . Обираємо  $\lambda_k = 0,28$ .

Тоді довжина шатуна

$$L_{\text{ш}} = 0,033 / 0,28 = 0,118 \text{ м}. \quad (5.8)$$

9. Площа теплообміну поршня  $F_{\text{п}}'$  залежить від конфігурації його днища. Днище поршня двигуна МеМЗ-245 має спеціальні заглиблення для клапанів, тому  $F_{\text{п}}' > F_{\text{п}}$ .

$$F_{\text{п}}' = 1,05 \cdot F_{\text{п}} = 1,05 \cdot 3,9572 \cdot 10^{-3} = 4,155 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (5.9)$$

10. Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У двигуна МеМЗ-245 клиновидна камера, тому.

$$F_k = 1,2 \cdot F_{\text{п}} = 1,2 \cdot 3,9572 \cdot 10^{-3} = 4,7486 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (5.10)$$

Таблиця 5.1

Початкові дані для розрахунку робочого циклу  
двигуна MeM3-245 до програми Engine Calculation

Найменування величини	Численні величини					Позначення і одиниці виміру
	Номіналь- ний режим	Дослідницькі режими				
1	2	3	4	5	6	7
<b>Марка двигуна</b>	MeM3-245					–
<b>Тип двигуна</b>						
1. Тактність	4-тактний					–
3. Конфігурація	рядний					–
3. Паливо	бензин					–
4. Теплота згорання палива	$44 \cdot 10^6$					$H_{\text{ут}}$ , Дж/кг
5. Показник процесу згорання	3,5					$m_1$
<b>Конструктивні дані</b>						
6. Кількість циліндрів	4					$i$
7. Діаметр циліндра	0,071					$D$ , м
6. Площа поршня	$3,9572 \cdot 10^{-3}$					$F_{\text{п}}$ , м <sup>2</sup>
7. Радіус кривошипа	0,033					$r_{\text{к}}$ , м
8. Величина $\lambda_{\text{к}}$	0,28					$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	$4,155 \cdot 10^{-3}$					$F_{\text{п}}'$ , м <sup>2</sup>
10. Площа теплообміну кришки	$4,7486 \cdot 10^{-3}$					$F_{\text{к}}$ , м <sup>2</sup>
11. Об'єм камери стиснення	$30,7 \cdot 10^{-6}$					$V_{\text{с}}$ , м <sup>3</sup>
<b>Надув</b>						
12. Тиск наддуву	101000					$p_{\text{к}}$ , Па
13. Температура наддувочного повітря	300					$T_{\text{к}}$ , К
<b>Регульовальні дані</b>						
14. Кут початку згорання	335	315	325	345	355	$\varphi_{\text{с}}$ , ° ПКВ
15. Кут кінця згорання	385	365	375	395	405	$\varphi_{\text{з}}$ , ° ПКВ
<b>Режимні дані</b>						
16. Кутова швидкість валу	565,2					$\omega$ , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	0,85					$\alpha$
18. Циклова подача палива	$15,81 \cdot 10^{-6}$					$\Delta m_{\text{тп}}$ , кг/цикл
19. Середня температура стінок	420					$T_{\text{w}}$ , К

## Закінчення таблиці 5.1

1	2	3	4	5	6	7
<b>Початкові умови</b>						
20. Тиск			90900			$p_a, \text{Па}$
21. Температура			400			$T_a, \text{К}$
23. Маса робочого тіла			$231,1 \cdot 10^{-6}$			$m_a, \text{кг/цикл}$
23. Об'єм робочої порожнини			$291,9 \cdot 10^{-6}$			$V_a, \text{м}^3$
<b>Дані до динамічного розрахунку</b>						
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)			0,564			$m_A, \text{кг}$
25. Механічний ККД			0,8			$\eta_M$
<b>Розрахунковий крок</b>			10			$\Delta\varphi, \text{° ПКВ}$

Студент, група: (підпис) Іванов І. І.

Викладач-керівник: (підпис) Слинько Г. І.

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}. \quad (5.11)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} 0,071^2 \cdot 0,033 \cdot \frac{1}{9,5 - 1} = 30,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

#### Надув двигуна.

12. Тиск наддуву  $p_k$  встановлюють за індивідуальним завданням. За відсутності наддуву  $p_k = p_o = 101 \text{ кПа}$

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. У двигуна МеМЗ-245 наддуву немає, тому  $T_k = T_o = 300 \text{ К}$ .

#### Регульовальні дані.

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

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} = 360 - 25 = 335 \text{ ° ПКВ}, \quad (5.12)$$

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

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{сг} = 335 + 50 = 385 \text{ ° ПКВ}, \quad (5.13)$$

де  $\Delta\varphi_{сг} = 40 \dots 60 \text{ °}$  для бензинових ДВЗ; для двигуна МеМЗ-245 приймаємо  $\Delta\varphi_{сг} = 50 \text{ °}$ .

### Режимні дані.

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

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 5400 / 60 = 565,2 \text{ с}^{-1}. \quad (5.14)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо  $\alpha = 0,85$ .

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{\text{вци}} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (5.15)$$
$$\Delta m_{\text{вци}} = 261,2 \cdot 10^{-6} \cdot 1,173 \cdot 0,656 = 201 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл},$$

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

$$\rho_k = \rho_o = \frac{p_o}{RT_o} = \frac{101000}{287 \cdot 300} = 1,173 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (5.16)$$

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{\text{вп}}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}. \quad (5.17)$$
$$\eta_v = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot \frac{101000 - 10100}{101000} \cdot \frac{300}{300 + 10 + 0,15 \cdot 1000} = 0,656$$

Для перевірки, можна орієнтуватись на наступні значення коефіцієнта наповнення (для номінального режиму роботи ДВЗ):

– для бензинових 4-тактних двигунів  $\eta_v = 0,7 \dots 0,9$  (менші значення притаманні карбюраторним двигунам, більші – для ДВЗ із впорскуванням палива). Зменшене значення величини  $\eta_v$  у двигуна МеМЗ-245 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.

У формулі (5.17)  $\Delta p_{\text{вп}}$  – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{\text{вп}} = (0,05 \dots 0,25) \cdot p_k = 0,1 \cdot 102000 = 10200 \text{ Па}. \quad (5.18)$$

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

$\Delta T$  – підігрів заряду на впуску, причому для бензинових ДВЗ  $\Delta T = 0 \dots 20 \text{ К}$ . Приймаємо  $\Delta T = 10 \text{ К}$ .

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів, у 4-тактних бензинових ДВЗ  $\gamma_r = 0,05 \dots 0,16$ ; приймаємо  $\gamma_r = 0,15$ .

$T_r = 900 \dots 1100 \text{ K}$  – температура залишкових газів у бензинових ДВЗ. Приймаємо  $T_r = 1000 \text{ K}$ .

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{тц} = \frac{\Delta m_{вц}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{201 \cdot 10^{-6}}{0,85 \cdot 14,96} = 15,81 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (5.19)$$

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

Двигун МеМЗ-245 нефорсований, в його конструкції переважають деталі з алюмінієвих сплавів, тому приймаємо  $T_w = 420 \text{ K}$ .

#### **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  $\varphi = 180^\circ$ . Початок відліку кута  $\varphi$  відповідає положенню поршня у ВМТ.

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 101000 - 10100 = 90900 \text{ Па}, \quad (5.20)$$

де  $\Delta p_{вп}$  розраховано за формулою (5.18).

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma_r} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma_r \cdot T_r). \quad (5.21)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,15} (300 + 10 + 0,15 \cdot 1000) = 400 \text{ K}.$$

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

$$m_a = (1 + \gamma_r) \cdot \Delta m_{вц}. \quad (5.22)$$

$$m_a = (1 + 0,15) \cdot 0,000201 = 231,1 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.}$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h. \quad (5.23)$$

$$V_a = \frac{9,5}{9,5 - 1} \cdot 0,0002612 = 291,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

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

$$\begin{aligned} p_a \cdot V_a &= R \cdot m_a \cdot T_a, \\ 90900 \cdot 291,9 \cdot 10^{-6} &= 287 \cdot 231,1 \cdot 10^{-6} \cdot 400, \\ 26,5337 &= 26,5303. \end{aligned} \quad (5.24)$$

Похибка цього рівняння складає 0,01 %.

#### **Дані до динамічного розрахунку.**

24. 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:

$$m_A = [m'_п + 0,25 \cdot m'_ш] \cdot F_{п}, \quad (5.25)$$

$$m_A = [100 + 0,25 \cdot 170] \cdot 3,9572 \cdot 10^{-3} = 0,564 \text{ кг},$$

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 MeM3-245.

**Розрахунковий крок** рівний  $\Delta\varphi = 10^\circ$  (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.

### **5.3 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)  $\varphi$ .

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

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 обертового 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  $\varphi = 1 \dots 720^\circ$  ПКВ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису  $\Delta\varphi = 20^\circ$ .

Таблица 5.2

Протокол теплового розрахунку ( $\varphi_c = 335^\circ$  ПКВ)

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$p, \text{кПа}$	$T, \text{К}$	$m, \text{г}$	$V, \text{дм}^3$
180	88,1	400,0	0,231	0,292
190	88,7	401,0	0,231	0,290
200	90,6	403,6	0,231	0,286
210	93,9	407,9	0,231	0,279
220	98,9	414,0	0,231	0,269
230	106,0	422,4	0,231	0,256
240	115,9	433,3	0,231	0,240
250	129,4	447,2	0,231	0,222
260	148,0	464,7	0,231	0,202
270	174,1	486,6	0,231	0,180
280	211,2	514,0	0,231	0,156
290	265,3	548,1	0,231	0,133
300	345,9	590,6	0,231	0,110
310	469,4	643,4	0,231	0,088
320	661,2	708,0	0,231	0,069
330	954,3	783,7	0,231	0,053
340	1364,8	864,8	0,231	0,041
350	2017,1	1040,9	0,232	0,033
360	3918,6	1836,6	0,236	0,031
370	5748,8	2824,4	0,243	0,033
380	5091,6	3021,8	0,247	0,041
390	3567,5	2742,2	0,247	0,053
400	2471,1	2476,8	0,247	0,069
410	1759,1	2257,0	0,247	0,088
420	1300,5	2078,4	0,247	0,110
430	999,9	1933,8	0,247	0,133
440	797,5	1816,4	0,247	0,156
450	657,7	1720,5	0,247	0,180
460	558,8	1641,9	0,247	0,202
470	487,5	1577,2	0,247	0,222
480	435,4	1523,9	0,247	0,240
490	396,9	1480,0	0,247	0,256
500	368,6	1443,8	0,247	0,269
510	348,0	1414,3	0,247	0,279
520	333,6	1390,4	0,247	0,286
530	324,2	1371,6	0,247	0,290
540	315,4	1358,5	0,247	0,292

MeM3-245

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 253,170655 \text{ Дж/цикл}$  $p_i = 969351,818278 \text{ Па}$  $\eta_i = 0,461320$  $g_i = 0,224813 \text{ кг/(кВт*год)}$

Таблиця 5.3

## Протокол динамічного розрахунку

φ, ° ПКВ	P <sub>п</sub> , Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-7651,6	0,0	-7651,6	0,0	-7651,6	0,0
20	-6903,5	-664,2	-6935,4	-2985,3	-6260,0	-98,5
40	-4884,9	-893,8	-4965,9	-3824,6	-3167,5	-126,2
60	-2181,6	-545,3	-2248,7	-2161,9	-618,6	-71,3
80	490,8	140,8	510,6	507,8	-53,4	16,8
100	2555,7	733,1	2658,8	2389,5	-1165,8	78,9
120	3764,0	940,8	3879,8	2789,4	-2696,8	92,0
140	4224,4	772,9	4294,5	2123,3	-3732,9	70,1
160	4270,6	410,9	4290,3	1074,6	-4153,6	35,5
180	4228,5	0,0	4228,5	0,0	-4228,5	0,0
200	4269,5	-410,8	4289,2	-1074,3	-4152,5	-35,5
220	4256,2	-778,8	4326,9	-2139,3	-3761,0	-70,6
240	3862,8	-965,5	3981,6	-2862,5	-2767,6	-94,5
260	2781,7	-798,0	2893,9	-2600,9	-1268,9	-85,8
280	966,9	-277,4	1005,9	-1000,4	-105,3	-33,0
300	-1172,3	293,0	-1208,4	1161,8	-332,4	38,3
320	-2628,3	480,9	-2671,9	2057,8	-1704,3	67,9
340	-1862,5	179,2	-1871,1	805,4	-1688,9	26,6
360	7495,5	0,0	7495,5	0,0	7495,5	0,0
380	12885,4	1239,7	12944,9	5572,0	11684,3	183,9
400	4534,0	829,6	4609,3	3549,9	2940,0	117,1
420	2605,2	651,1	2685,3	2581,7	738,7	85,2
440	3287,0	942,9	3419,6	3400,8	-357,8	112,2
460	4407,3	1264,3	4585,1	4120,8	-2010,4	136,0
480	5127,1	1281,5	5284,8	3799,5	-3673,4	125,4
500	5323,4	974,0	5411,7	2675,7	-4704,0	88,3
520	5230,9	503,3	5255,1	1316,2	-5087,6	43,4
540	5127,9	0,0	5127,9	0,0	-5127,9	0,0
560	4829,9	-464,7	4852,2	-1215,3	-4697,6	-40,1
580	4454,7	-815,1	4528,7	-2239,1	-3936,4	-73,9
600	3846,4	-961,4	3964,7	-2850,4	-2755,8	-94,1
620	2638,0	-756,8	2744,4	-2466,5	-1203,3	-81,4
640	573,1	-164,4	596,2	-592,9	-62,4	-19,6
660	-2099,3	524,7	-2163,9	2080,4	-595,2	68,7
680	-4802,5	878,7	-4882,3	3760,2	-3114,1	124,1
700	-6821,2	656,3	-6852,7	2949,7	-6185,4	97,3
720	-7569,2	0,0	-7569,2	0,0	-7569,2	0,0

## 5.4 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:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 4 \cdot 253,17 \cdot \frac{5400}{2 \cdot 60} \cdot 0,82 = 37,4 \text{ кВт}, \quad (5.26)$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 969,352 \cdot 0,82 = 794,9 \text{ кПа}, \quad (5.27)$$

де  $\eta_m = 0,82$  – механічний ККД бензинового двигуна для номінального режиму, який враховує вплив механічних втрат.

Розрахована за формулою (5.26) потужність на номінальному режимі  $N_e = 37,4$  кВт повинна відповідати величині  $N_e$  за індивідуальним завданням  $N_e = 37,5$  кВт – відхилення розрахунку складає 0,4 %.

Розрахований за формулою (5.27) середній ефективний тиск циклу  $p_e = 794,9$  кПа повинен відповідати раніше прийнятій величині  $p_e = 800$  кПа – відхилення розрахунку складає 0,6 %.

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску  $p_{\max} = 5,835$  МПа (при  $\varphi = 372^\circ$  ПКВ) і максимальної температури  $T_{\max} = 3058,8$  К (при  $\varphi = 377^\circ$  ПКВ). Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевищували відповідні максимально допустимі для бензинових атмосферних ДВЗ  $p_{\text{доп}} = 5 \dots 8$  МПа і  $T_{\text{доп}} = 3000 \dots 3200$  К – вимога виконується.

Питомі індикаторні показники ДВЗ (середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ ) порівнюємо з досягнутими нині двигунобудівними фірмами (таблиця 5.4). З таблиці видно, що індикаторні показники розрахованого двигуна МеМЗ-245 відповідають показникам 4-тактних атмосферних двигунів. Підвищене значення  $\eta_i$  може пояснюватись особливістю ФММ 2-го рівня 2-ї модифікації (не враховуються втрати на газообмін).

За даними протоколу теплового розрахунку будуюмо згорнуті індикаторні діаграми для номінального режиму в системах координат  $p(V)$ ;  $T(V)$  у відповідних масштабах (див. рисунки 5.1, 5.2).

Таблиця 5.4

Порівняння індикаторних показників ДВЗ на номінальному режимі роботи

Тип двигунів	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·год)
Розрахований двигун МеМЗ-245	0,969	0,461	224,813
4-тактні бензинові ДВЗ без наддува	0,70...1,20	0,25...0,40	205...330

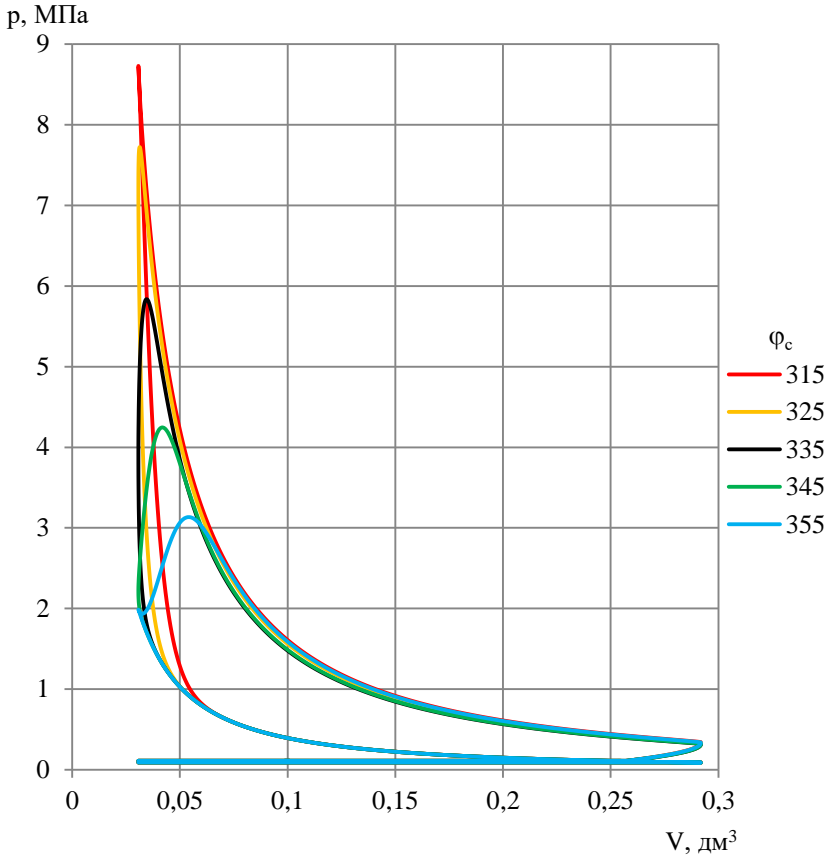


Рисунок 5.1 – Індикаторні діаграми  $p(V)$  двигуна МеМЗ-245 при кутах початку згорання  $\varphi_c = 315 \dots 355^\circ$  ПКВ

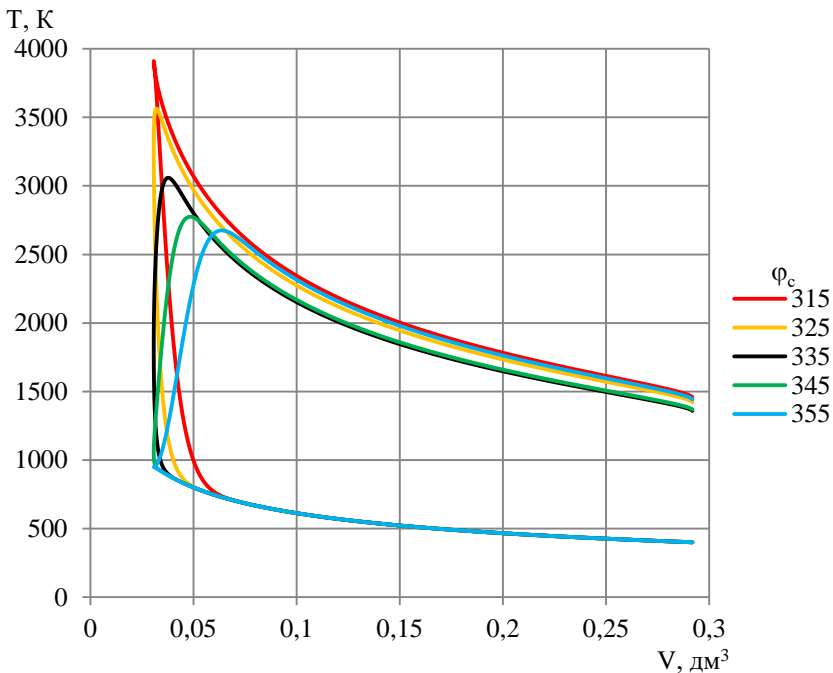


Рисунок 5.2 – Індикаторні діаграми  $T(V)$  при кутах початку згорання  $\varphi_c = 315 \dots 355^\circ$  ПКВ

### 5.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ

Згідно до індивідуального завдання, досліджуваний фактор – кут початку згорання  $\varphi_c$ . Дослідження виконуємо методом варіантних розрахунків.

Окрім вже розрахованого ( $\varphi_c = 335^\circ$  ПКВ), вибираємо 4 значення досліджуваного фактора:  $\varphi_c = 315^\circ$  ПКВ;  $\varphi_c = 325^\circ$  ПКВ;  $\varphi_c = 345^\circ$  ПКВ;  $\varphi_c = 355^\circ$  ПКВ. За формулою (5.13) перераховуємо відповідні кути кінця згорання  $\varphi_z$ . Значення  $\varphi_c$  та  $\varphi_z$  заносимо до таблиці 5.5.

Кожен дослідницький варіант підлягає розрахунку в програмі Engine Calculation (див. табл. 5.1), і до кожного з них додається протокол теплового розрахунку (таблиці 5.6–5.9, в скороченій формі через  $\varphi = 10^\circ$  ПКВ). З протоколів визначаємо індикаторні показники двигуна MeM3-245 при зміні кута початку згорання  $\varphi_c$ , а також величини  $p_{\max}$  і  $T_{\max}$ , заносимо їх до таблиці 5.5.

Таблиця 5.5

Вплив кута початку згорання  $\varphi_c$  на показники двигуна МеМЗ-245

Величина	Чисельні значення				
	315	325	335	345	355
$\varphi_{c_2}$ , ° ПКВ	315	325	335	345	355
$\varphi_{z_2}$ , ° ПКВ	365	375	385	395	405
$L_i$ , Дж/цикл	253,2	271,0	253,171	233,0	215,6
$p_i$ , кПа	969,528	1037,691	969,4	892,097	825,364
$\eta_i$	0,461	0,494	0,461	0,425	0,393
$g_i$ , кг/(кВт·год)	0,225	0,210	0,225	0,244	0,264
$p_{max}$ , МПа	8,730	7,724	5,835	4,246	3,134
$T_{max}$ , К	3910,5	3563,3	3058,8	2774,8	2675,0

Для зручності і наочності ці матеріали представляємо в графічному вигляді. Зміну основних індикаторних показників двигуна МеМЗ-245 в залежності від кута початку згорання  $\varphi_c$  показано на рисунках 5.3–5.5.

За протоколами теплового розрахунку для дослідницьких режимів будуюмо індикаторні діаграми (рисунки 5.1, 5.2).

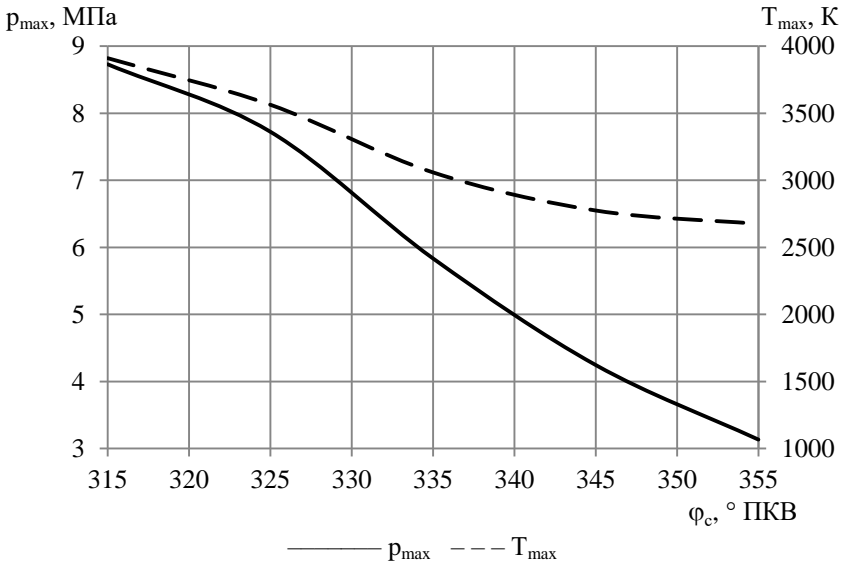


Рисунок 5.3 – Вплив кута початку згорання  $\varphi_c$  на максимальні значення тиску  $p_{max}$  і температури  $T_{max}$  робочого тіла за цикл двигуна МеМЗ-245

Таблица 5.6

Протокол теплового розрахунку ( $\varphi_c = 315^\circ$  ПКВ)

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$p, \text{кПа}$	$T, \text{К}$	$m, \text{г}$	$V, \text{дм}^3$
180	88,1	400,0	0,231	0,292
190	88,7	401,0	0,231	0,290
200	90,6	403,6	0,231	0,286
210	93,9	407,9	0,231	0,279
220	98,9	414,0	0,231	0,269
230	106,0	422,4	0,231	0,256
240	115,9	433,3	0,231	0,240
250	129,4	447,2	0,231	0,222
260	148,0	464,7	0,231	0,202
270	174,1	486,6	0,231	0,180
280	211,2	514,0	0,231	0,156
290	265,3	548,1	0,231	0,133
300	345,9	590,6	0,231	0,110
310	469,4	643,4	0,231	0,088
320	662,2	709,0	0,231	0,069
330	1095,8	897,7	0,232	0,053
340	2879,7	1790,0	0,236	0,041
350	6852,9	3366,8	0,243	0,033
360	8729,9	3906,7	0,247	0,031
370	7606,9	3682,9	0,247	0,033
380	5638,4	3344,2	0,247	0,041
390	3907,6	3003,7	0,247	0,053
400	2700,0	2706,3	0,247	0,069
410	1918,0	2460,9	0,247	0,088
420	1415,4	2262,0	0,247	0,110
430	1086,3	2101,1	0,247	0,133
440	865,2	1970,4	0,247	0,156
450	712,5	1863,8	0,247	0,180
460	604,6	1776,3	0,247	0,202
470	526,7	1704,2	0,247	0,222
480	469,8	1644,6	0,247	0,240
490	427,9	1595,3	0,247	0,256
500	396,9	1554,6	0,247	0,269
510	374,3	1521,2	0,247	0,279
520	358,4	1494,0	0,247	0,286
530	348,0	1472,3	0,247	0,290
540	338,1	1457,0	0,247	0,292

MeM3-245

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 253,216727 \text{ Дж/цикл}$  $p_i = 969528,221416 \text{ Па}$  $\eta_i = 0,461403$  $g_i = 0,224772 \text{ кг/(кВт*год)}$

Таблица 5.7

Протокол теплового розрахунку ( $\varphi_c = 325^\circ \text{ПКВ}$ )

$\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$	$p, \text{кПа}$	$T, \text{К}$	$m, \text{г}$	$V, \text{дм}^3$
180	88,1	400,0	0,231	0,292
190	88,7	401,0	0,231	0,290
200	90,6	403,6	0,231	0,286
210	93,9	407,9	0,231	0,279
220	98,9	414,0	0,231	0,269
230	106,0	422,4	0,231	0,256
240	115,9	433,3	0,231	0,240
250	129,4	447,2	0,231	0,222
260	148,0	464,7	0,231	0,202
270	174,1	486,6	0,231	0,180
280	211,2	514,0	0,231	0,156
290	265,3	548,1	0,231	0,133
300	345,9	590,6	0,231	0,110
310	469,4	643,4	0,231	0,088
320	661,2	708,0	0,231	0,069
330	955,6	784,8	0,231	0,053
340	1546,0	977,3	0,232	0,041
350	3627,5	1840,6	0,236	0,033
360	7238,1	3284,8	0,243	0,031
370	7295,2	3534,3	0,247	0,033
380	5451,6	3233,3	0,247	0,041
390	3782,2	2907,3	0,247	0,053
400	2615,8	2621,8	0,247	0,069
410	1859,6	2385,9	0,247	0,088
420	1373,2	2194,6	0,247	0,110
430	1054,6	2039,7	0,247	0,133
440	840,4	1914,0	0,247	0,156
450	692,4	1811,3	0,247	0,180
460	587,8	1727,1	0,247	0,202
470	512,4	1657,8	0,247	0,222
480	457,2	1600,5	0,247	0,240
490	416,6	1553,2	0,247	0,256
500	386,6	1514,2	0,247	0,269
510	364,8	1482,2	0,247	0,279
520	349,4	1456,3	0,247	0,286
530	339,3	1435,6	0,247	0,290
540	329,8	1421,2	0,247	0,292

MeM3-245

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 271,019276 \text{ Дж/цикл}$  $p_i = 1037691,466695 \text{ Па}$  $\eta_i = 0,493843$  $g_i = 0,210007 \text{ кг/(кВт*год)}$

Таблица 5.8

Протокол теплового розрахунку ( $\varphi_c = 345^\circ \text{ПКВ}$ )

$\varphi, ^\circ \text{ПКВ}$	$p, \text{кПа}$	$T, \text{К}$	$m, \text{г}$	$V, \text{дм}^3$
180	88,1	400,0	0,231	0,292
190	88,7	401,0	0,231	0,290
200	90,6	403,6	0,231	0,286
210	93,9	407,9	0,231	0,279
220	98,9	414,0	0,231	0,269
230	106,0	422,4	0,231	0,256
240	115,9	433,3	0,231	0,240
250	129,4	447,2	0,231	0,222
260	148,0	464,7	0,231	0,202
270	174,1	486,6	0,231	0,180
280	211,2	514,0	0,231	0,156
290	265,3	548,1	0,231	0,133
300	345,9	590,6	0,231	0,110
310	469,4	643,4	0,231	0,088
320	661,2	708,0	0,231	0,069
330	954,3	783,7	0,231	0,053
340	1363,1	863,7	0,231	0,041
350	1796,9	929,4	0,231	0,033
360	2221,1	1058,7	0,232	0,031
370	3160,0	1603,4	0,236	0,033
380	4231,5	2546,7	0,243	0,041
390	3565,2	2742,2	0,247	0,053
400	2490,8	2496,6	0,247	0,069
410	1772,8	2274,6	0,247	0,088
420	1310,4	2094,3	0,247	0,110
430	1007,3	1948,3	0,247	0,133
440	803,4	1829,7	0,247	0,156
450	662,5	1732,9	0,247	0,180
460	562,8	1653,6	0,247	0,202
470	490,9	1588,3	0,247	0,222
480	438,4	1534,4	0,247	0,240
490	399,6	1490,0	0,247	0,256
500	371,1	1453,5	0,247	0,269
510	350,3	1423,6	0,247	0,279
520	335,7	1399,5	0,247	0,286
530	326,3	1380,4	0,247	0,290
540	317,4	1367,1	0,247	0,292

MeM3-245

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 232,993696 \text{ Дж/цикл}$  $p_i = 892097,318781 \text{ Па}$  $\eta_i = 0,424554$  $g_i = 0,244281 \text{ кг/(кВт*год)}$

Таблица 5.9

Протокол теплового розрахунку ( $\varphi_c = 355^\circ$  ПКВ)

$\varphi, ^\circ$ ПКВ	$p, \text{кПа}$	$T, \text{К}$	$m, \text{г}$	$V, \text{дм}^3$
180	88,0	400,0	0,231	0,292
190	88,7	401,0	0,231	0,290
200	90,6	403,6	0,231	0,286
210	93,9	407,9	0,231	0,279
220	98,9	414,0	0,231	0,269
230	106,0	422,4	0,231	0,256
240	115,8	433,3	0,231	0,240
250	129,3	447,2	0,231	0,222
260	148,0	464,7	0,231	0,202
270	174,1	486,6	0,231	0,180
280	211,2	514,0	0,231	0,156
290	265,2	548,1	0,231	0,133
300	345,9	590,6	0,231	0,110
310	469,3	643,4	0,231	0,088
320	661,1	708,0	0,231	0,069
330	954,2	783,7	0,231	0,053
340	1362,9	863,7	0,231	0,041
350	1794,6	928,4	0,231	0,033
360	1985,8	948,9	0,231	0,031
370	1940,2	1001,3	0,232	0,033
380	2429,0	1510,0	0,236	0,041
390	3126,9	2439,3	0,243	0,053
400	2640,7	2648,9	0,247	0,069
410	1893,6	2429,9	0,247	0,088
420	1397,8	2234,1	0,247	0,110
430	1073,1	2075,7	0,247	0,133
440	854,8	1947,1	0,247	0,156
450	704,1	1842,1	0,247	0,180
460	597,6	1756,0	0,247	0,202
470	520,7	1685,0	0,247	0,222
480	464,6	1626,4	0,247	0,240
490	423,1	1577,9	0,247	0,256
500	392,6	1537,9	0,247	0,269
510	370,3	1505,1	0,247	0,279
520	354,6	1478,4	0,247	0,286
530	344,4	1457,1	0,247	0,290
540	334,6	1442,2	0,247	0,292

MeM3-245

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 215,564527 \text{ Дж/цикл}$  $p_i = 825363,692623 \text{ Па}$  $\eta_i = 0,392795$  $g_i = 0,264032 \text{ кг/(кВт*год)}$

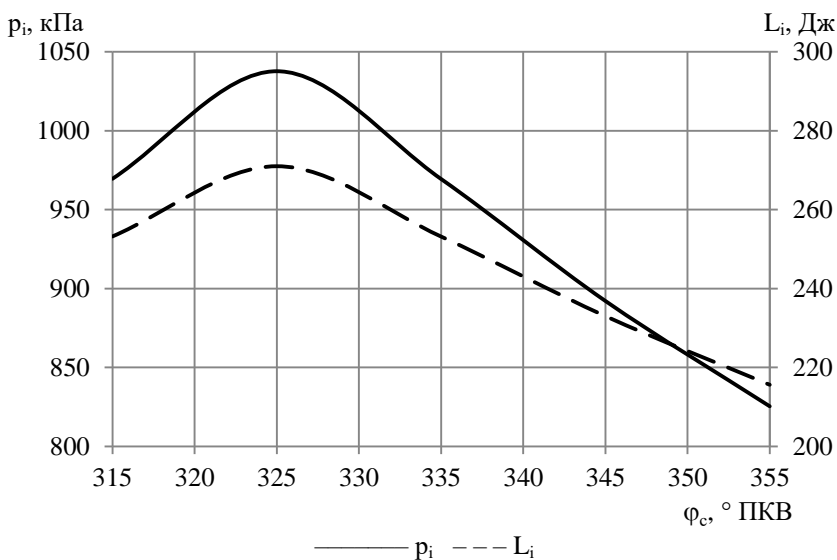


Рисунок 5.4 – Вплив кута початку згорання  $\phi_c$  на енергетичні індикаторні показники двигуна MeM3-245

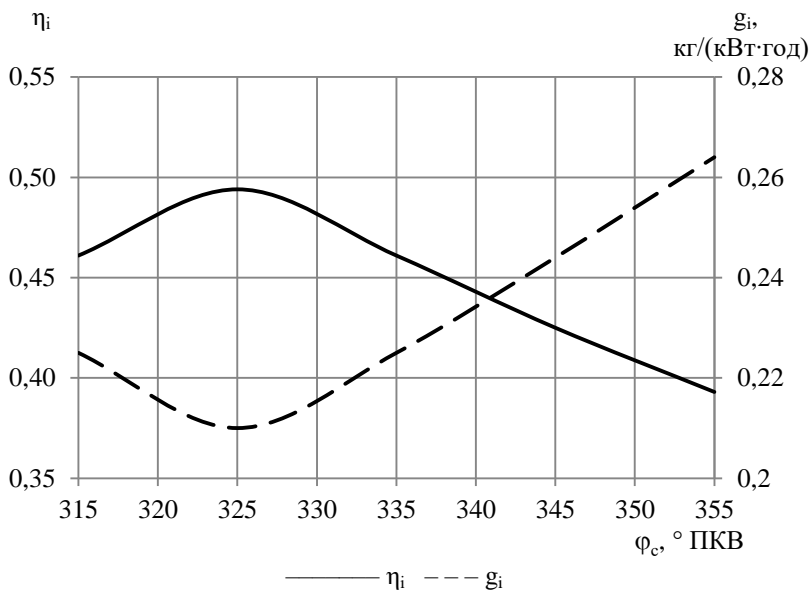


Рисунок 5.5 – Вплив кута початку згорання  $\phi_c$  на економічні індикаторні показники двигуна MeM3-245

З графіків, що ілюструють залежність індикаторних показників двигуна MeM3-245 (рисунки 5.4–5.5) від кута початку згорання в діапазоні від  $\varphi_c = 315^\circ$  ПКВ до  $\varphi_c = 355^\circ$  ПКВ, видно, що найбільша ефективність двигуна (максимальні значення  $p_i$ ,  $L_i$ ,  $\eta_i$ , мінімальне значення витрати палива  $g_i$ ) досягається при  $\varphi_c = 325^\circ$  ПКВ.

При збільшенні кута випередження запалювання з  $\Delta\varphi_{оп} = 25^\circ$  ПКВ до  $\Delta\varphi_{оп} = 35^\circ$  ПКВ (відповідає зміні куту початку згорання з  $\varphi_c = 335^\circ$  ПКВ на  $\varphi_c = 325^\circ$  ПКВ) на номінальному режимі двигуна MeM3-245 забезпечить наступний технічний ефект:

- зростає середній індикаторний тиск в циліндрі на 7,0 %;
- зростає індикаторна робота в циліндрі на 7,0 %;
- зростає індикаторний ККД на 7,2 %.
- зменшується питома витрата палива на 6,7 %.

Таким чином, підтверджено відомі положення теорії ДВЗ щодо впливу кута випередження запалювання (і, відповідно, кута початку згорання) на показники бензинового двигуна. Проте, збільшення кута  $\varphi_c$  у вказаних межах має ряд обмежень:

- максимальна температура за цикл зростає на 504,5 К і сягає  $T_{max} = 3563,3$  К (див. рис. 5.3), що перевищує рекомендовані значення (див. табл. 5.4);

- можлива поява детонації.

Беручи до уваги все вищесказане, можна стверджувати, що оптимальний кут початку згорання для двигуна MeM3-245 на номінальному режимі знаходиться в діапазоні  $\varphi_c = 330\dots335^\circ$  ПКВ.

## 5.6 Динамічний розрахунок

Динамічний розрахунок представлений окремим протоколом (таблиця 5.3). Цей розрахунок виконується тільки для номінального режиму ( $\varphi_c = 335^\circ$  ПКВ). Результати динамічного розрахунку ілюструємо графіками (рисунки 5.6, 5.7, 5.8).

Розраховуємо сили, що діють в КШМ, для кута повороту колінчастого валу  $\varphi = 380^\circ$  ПКВ.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_n = (p - p_o) \cdot F_n - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (5.28)$$

$$P_n = (5091627,4 - 101000) \cdot 3,9572 \cdot 10^{-3} - 0,564 \cdot 0,033 \cdot 565,2 \cdot (\cos 380^\circ + 0,28 \cdot \cos 760^\circ) = 12885,4 \text{ Н}$$

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

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot \text{tg}\beta = 12885,4 \cdot \text{tg}5^\circ 30' = 1239,7 \text{ Н}, \quad (5.29)$$

де  $\beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi) = \arcsin(0,28 \cdot \sin 380^\circ) = 5^\circ 30'$ .

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P_n}{\cos\beta} = \frac{12885,4}{\cos 5^\circ 30'} = 12944,9 \text{ Н.} \quad (5.30)$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = 12885,4 \cdot \frac{\sin(380 + 5^\circ 30')}{\cos 5^\circ 30'} = 5572,0 \text{ Н.} \quad (5.31)$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = 12885,4 \cdot \frac{\cos(380 + 5^\circ 30')}{\cos 5^\circ 30'} = 11684,3 \text{ Н.} \quad (5.32)$$

Обертальний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k = 5572,0 \cdot 0,033 = 183,9 \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (5.33)$$

P, S, N,

кН

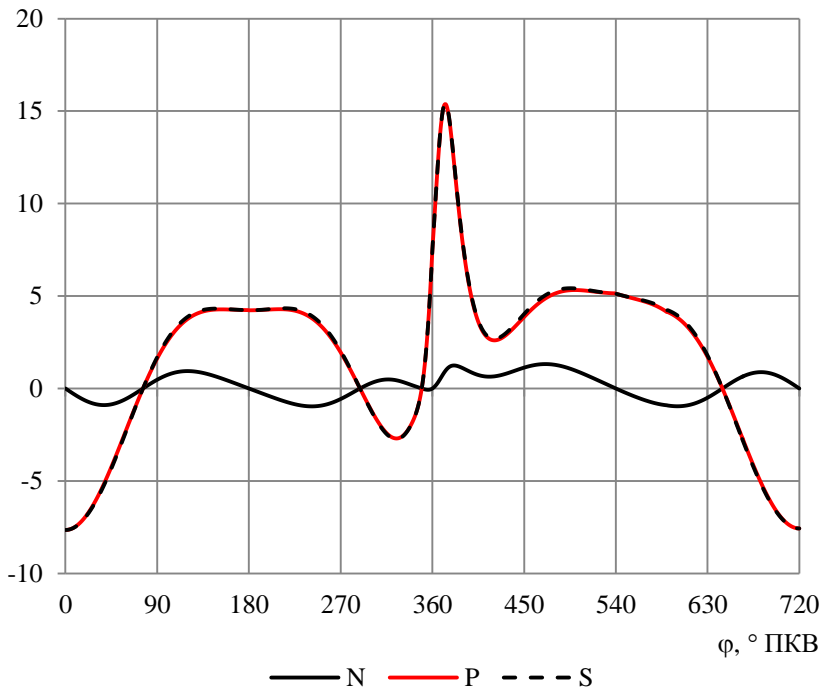


Рисунок 5.6 – Сили, що діють на поршень (осьова сила P і бокова N) і вздовж шатуна (S)

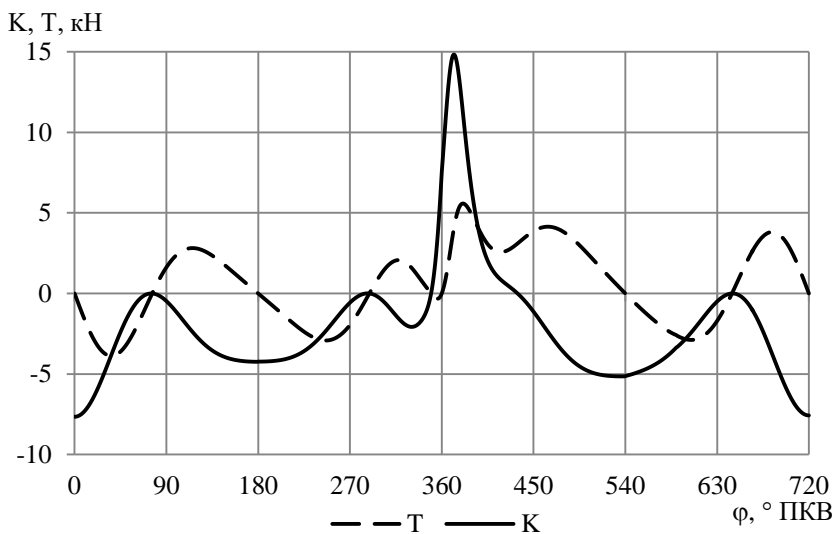


Рисунок 5.7 – Сили, що діють на кривошип (тангенціальна  $T$  і нормальна  $K$ )

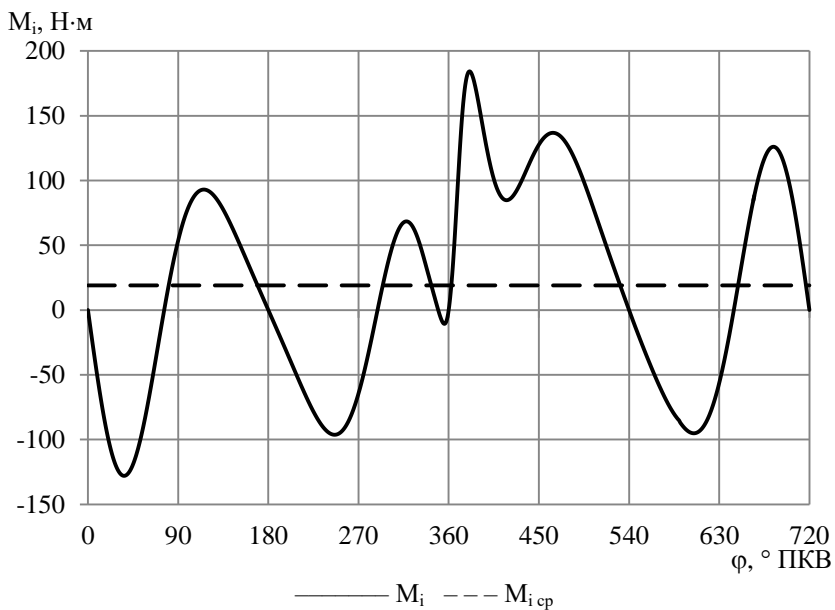


Рисунок 5.8 – Обертальний момент від одного циліндра

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих обертальних моментів (таблиця 5.10) і графік, що зображує індикаторний обертальний момент на валу двигуна (рисунок 5.9). Таблицю і графік складаємо з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчастому валу двигуна.

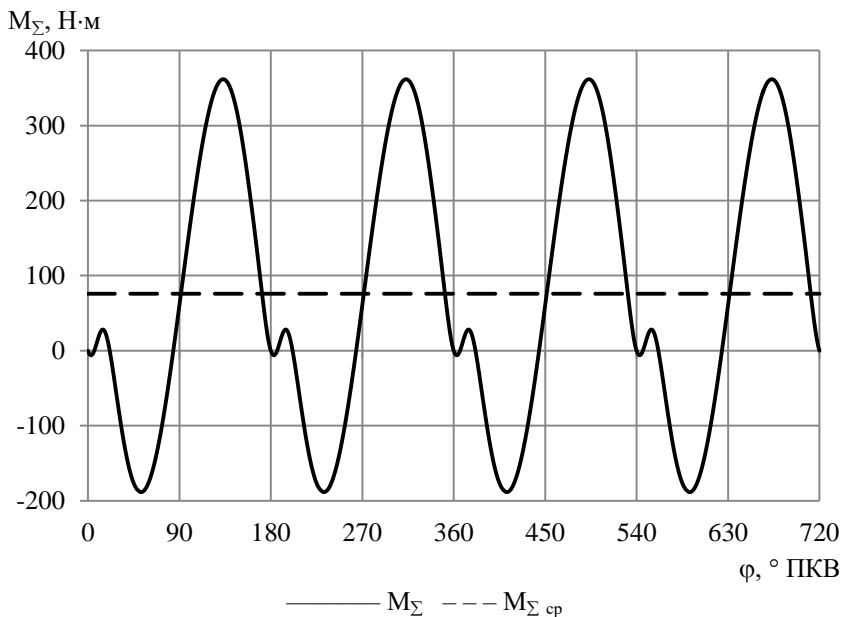


Рисунок 5.9 – Діаграма сумарного індикаторного обертального моменту на валу двигуна

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

$$\Delta\varphi_{кр} = 720 / i = 720 / 4 = 180^\circ. \quad (5.34)$$

Значення обертальних моментів (колонка для 1-го циліндра від  $\varphi = 0$  до  $\varphi = 720^\circ$  ПКВ) складаємо, і визначаємо середній індикаторний обертальний момент одного циліндра  $M_{i \text{ ср}} = 19,0$  Н·м. Аналогічно визначаємо середній індикаторний обертальний момент двигуна  $M_{\Sigma \text{ ср}} = 75,9$  Н·м.

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

Таблиця 5.10

Таблиця навігаючих обертальних моментів, для рядного 4-циліндрового двигуна МсМЗ-245, Н·м

φ, ° ПКВ	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>4</sub>	M <sub>Σ</sub>
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20	-98,5	-35,5	-40,1	183,9	9,8
40	-126,2	-70,6	-73,9	117,1	-153,5
60	-71,3	-94,5	-94,1	85,2	-174,7
80	16,8	-85,8	-81,4	112,2	-38,2
100	78,9	-33,0	-19,6	136,0	162,3
120	92,0	38,3	68,7	125,4	324,4
140	70,1	67,9	124,1	88,3	350,4
160	35,5	26,6	97,3	43,4	202,8
180	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
200	-35,5	183,9	-98,5	-40,1	9,8
220	-70,6	117,1	-126,2	-73,9	-153,5
240	-94,5	85,2	-71,3	-94,1	-174,7
260	-85,8	112,2	16,8	-81,4	-38,2
280	-33,0	136,0	78,9	-19,6	162,3
300	38,3	125,4	92,0	68,7	324,4
320	67,9	88,3	70,1	124,1	350,4
340	26,6	43,4	35,5	97,3	202,8
360	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
380	183,9	-40,1	-35,5	-98,5	9,8
400	117,1	-73,9	-70,6	-126,2	-153,5
420	85,2	-94,1	-94,5	-71,3	-174,7
440	112,2	-81,4	-85,8	16,8	-38,2
460	136,0	-19,6	-33,0	78,9	162,3
480	125,4	68,7	38,3	92,0	324,4
500	88,3	124,1	67,9	70,1	350,4
520	43,4	97,3	26,6	35,5	202,8
540	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
560	-40,1	-98,5	183,9	-35,5	9,8
580	-73,9	-126,2	117,1	-70,6	-153,5
600	-94,1	-71,3	85,2	-94,5	-174,7
620	-81,4	16,8	112,2	-85,8	-38,2
640	-19,6	78,9	136,0	-33,0	162,3
660	68,7	92,0	125,4	38,3	324,4
680	124,1	70,1	88,3	67,9	350,4
700	97,3	35,5	43,4	26,6	202,8
720	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	M <sub>i ср</sub> = 19,0				M <sub>Σ ср</sub> = 75,9

Знаючи розраховану за формулою (5.26) ефективну потужність двигуна  $N_e = 37,4$  кВт, знаходимо середній ефективний обертальний момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{37,4}{565,2} = 66,171 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (5.35)$$

З іншого боку, середній обертальний момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат

$$M_e = M_{\Sigma \text{ вт}} \cdot \eta_m = 75,9 \cdot 0,82 = 62,238 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (5.36)$$

Величини  $M_e$ , знайдені за формулами (5.35) і (5.36), мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %). Похибка складає 5,9 %, тобто динамічний розрахунок двигуна виконано вірно.

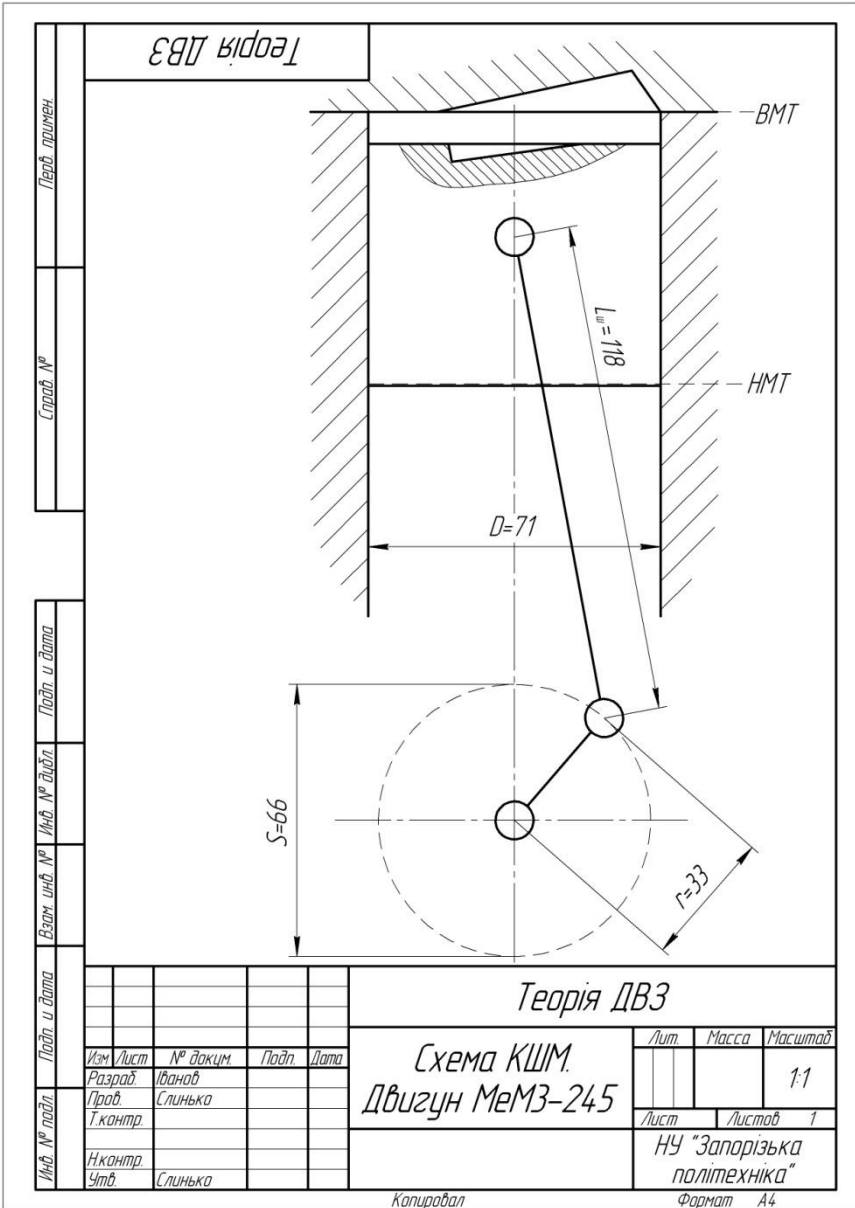
### 5.7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму

На окремому аркуші в масштабі виконано графічну побудову основних компонентів кривошипно-шатунного механізму двигуна MeM3-245. Схематично зображено:

- поршень;
- стінка циліндра;
- стінка головки циліндрів;
- шатун;
- кривошип.

Профіль днища поршня та головки циліндрів – як на двигуні MeM3-245.

На схемі позначено всі відомі розміри, а також показано відмітки верхньої та нижньої мертвих точок (ВМТ та НМТ) положення поршня.



## 5.8 Висновки і рекомендації

Виконано розрахунок термодинамічного циклу (тепловий розрахунок) бензинового 4-тактного двигуна MeM3-245 на номінальному режимі. На першому етапі підготовлено дані для введення в комп'ютерну програму Engine Calculation. На другому оброблено протоколи розрахунків. Визначено питомі індикаторні показники ДВЗ – індикаторна робота циклу  $L_i = 253,170$  Дж, середній індикаторний тиск  $p_i = 969,352$  кПа, індикаторний ККД  $\eta_i = 0,461$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i = 0,225$  кг/(кВт·год). За індикаторними показниками двигуна розраховано ефективну потужність  $N_e = 37,4$  кВт та середній ефективний тиск циклу  $p_e = 794,9$  кПа. Похибка розрахунку не перевищує 0,6 %.

Визначено вплив варіативного фактору (кута початку згорання  $\varphi_c$ ) на показники двигуна. Збільшення кута початку згорання з  $\varphi_c = 335^\circ$  ПКВ до  $\varphi_c = 325^\circ$  ПКВ на номінальному режимі двигуна MeM3-245 забезпечить наступний технічний ефект:

- зросте середній індикаторний тиск в циліндрі на 7,0 %;
- зросте індикаторна робота в циліндрі  $L_i$  на 7,0 %;
- зросте індикаторний ККД на 7,2 %;
- зменшується питома витрата палива на 6,7 %.

Подальше зменшення кута початку згорання до найбільш вигідного  $\varphi_c = 325^\circ$  ПКВ має ряд обмежень:

- максимальна температура за цикл зростає і сягає  $T_{\max} = 3563,3$  К, що перевищує рекомендовані безпечні значення;
- можлива поява детонації.

Визначено, що оптимальний кут початку згорання для двигуна MeM3-245 на номінальному режимі перебуває в діапазоні  $\varphi_c = 330 \dots 335^\circ$  ПКВ.

Побудовано індикаторні діаграми  $p(V)$ ,  $T(V)$  при кутах початку згорання  $\varphi_c = 315 \dots 355^\circ$  ПКВ.

Виконано динамічний розрахунок для номінального режиму двигуна. Графіками показано зміну сил  $P$ ,  $S$ ,  $N$ ,  $K$ ,  $T$  від кута повороту кривошипа. Отримано індикаторний обертальний момент для 1-го циліндра (19,0 Н·м) та для всього двигуна (75,9 Н·м), визначено середній ефективний момент ( $M_e = 66,171$  Н·м). Похибка розрахунку склала 5,9 %.

Виконано побудову схеми кривошипно-шатунного механізму двигуна MeM3-245 відповідно до прийнятих та розрахованих розмірів.

**6 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ  
(ДИЗЕЛЬ З НАДДУВОМ)**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»**

Кафедра «Двигуни внутрішнього згорання»

**КУРСОВИЙ ПРОЄКТ**

з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання»

на тему: Тепловий і динамічний розрахунок двигуна 8ЧН 12/13

Студента (ки) 4 курсу групи T-419  
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування  
освітня програма (спеціалізація) Двигуни  
внутрішнього згорання  
Подиряко Максим Андрійович

(прізвище та ініціали)

Керівник д.т.н., професор Слинко Г. І.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ім'я)

Кількість балів: \_\_\_\_\_

Члени комісії \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)  
\_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)  
\_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище та ініціали)

2024 рік

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 30 с., 10 рис., 9 табл., 9 літ. джерел

### ДВИГУН ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ, ДИНАМІКА ДВЗ, ОБ'ЄМ, СИЛИ, ТЕМПЕРАТУРА, ТЕОРІЯ ДВЗ, ТИСК, ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

Виконання курсового проєкту на тему «Тепловий і динамічний розрахунок двигуна 8ЧН 12/13» з дисципліни «Теорія ДВЗ» має на меті ознайомити студентів із сучасними методами розрахунку основних техніко-економічних показників двигунів, а також їх динамічних характеристик (сил, що діють в КШМ, і моментів сил), за допомогою персонального комп'ютера.

Виконано тепловий розрахунок дизельного 4-тактного двигуна 8ЧН 12/13 на номінальному режимі. На першому етапі підготовлено дані для введення в комп'ютерну програму Engine Calculation. На другому оброблено протоколи розрахунків. Визначено питомі індикаторні показники ДВЗ – індикаторна робота циклу  $L_i = 1961,4$  Дж, середній індикаторний тиск  $p_i = 1,335$  МПа, індикаторний ККД  $\eta_i = 0,469$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i = 180,5$  г/(кВт·год). За індикаторними показниками двигуна розраховано ефективну потужність  $N_e = 235,9$  кВт та середній ефективний тиск циклу  $p_e = 1,095$  МПа. Похибка розрахунку не перевищує 0,4 %. Визначено вплив варіативного фактору (ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$ ) на показники двигуна. Зменшення ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря з  $\sigma = 0,8$  до  $\sigma = 0,5$  (охолодження наддувочного повітря з  $T_k = 354,2$  К до  $T_k = 331,3$  К) на номінальному режимі двигуна 8ЧН 12/13 забезпечить наступний технічний ефект: середній індикаторний тиск в циліндрі та індикаторна робота в циліндрі зростають на 6,7 %; індикаторний ККД зростає на 1,2 %; питома витрата палива зменшується на 1,2 %.

Побудовані індикаторні діаграми  $P(V)$ ,  $T(V)$  при  $\sigma = 0,5 \dots 0,8$ .

Виконано динамічний розрахунок для номінального режиму двигуна. Графіками показано зміну сил  $P$ ,  $S$ ,  $N$ ,  $K$ ,  $T$  від кута повороту кривошипа. Отримано індикаторний обертальний момент для 1-го циліндра  $M_{i\text{ ср}} = 165,3$  Н·м та для всього двигуна  $M_{\Sigma\text{ ср}} = 1322,5$  Н·м, визначено середній ефективний момент  $M_e = 1024,3$  Н·м. Похибка розрахунку склала 5,9 %.

## ЗМІСТ

### ВСТУП

- 1 Індивідуальне завдання до проєкту
- 2 Початкові дані для розрахунку двигуна 8ЧН 12/13
- 3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків
- 4 Контроль і аналіз результатів розрахунку
- 5 Дослідження робочого циклу ДВЗ
- 6 Динамічний розрахунок
- 7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму
- 8 Висновки і рекомендації

### ЛІТЕРАТУРА

## ВСТУП

Курсовий проект складається з двох частин:

- тепловий розрахунок двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ);
- динамічний розрахунок ДВЗ.

Тепловий розрахунок включає:

- розрахунок номінального режиму двигуна, аналіз отриманих результатів;
- варіантні розрахунки з дослідження впливу ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$  на показники двигуна.

Динамічний розрахунок двигуна передбачає визначення сил і моментів, діючих на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ), визначення обертового 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 (5.1) в диференціальній формі і є математичним формулюванням ФММ другого рівня:

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_n r_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\text{т.п.}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_{v,m}} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

Система (5.1) складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Кінцевою метою рішення системи є функції  $V(\varphi)$ ;  $m(\varphi)$ ;  $T(\varphi)$ ;  $p(\varphi)$ .

Протоколи програми Engine Calculation включають індикаторні показники двигуна 8ЧН 12/13, за якими розраховуємо його ефективні показники.

## 5.1 Індивідуальне завдання до проєкту

Завдання до виконання курсового проєкту:

– марка двигуна	8ЧН 12/13
– потужність $N_e$ , кВт;	235
– частота обертання валу $n$ , хв <sup>-1</sup>	2200
– ступінь стиснення $\varepsilon$	16,8
– тиск наддуву $p_k$ , МПа	0,1818
– температура повітря $T_o$ , К	293
– число циліндрів $i$	8
– розташування циліндрів	V-подібний
– тактність	4-тактний
– відношення ходу поршня до діаметра циліндра $\frac{S}{D}$	1,083
– вид палива	дизельне
– досліджуваний фактор	$\sigma$

## 5.2 Початкові дані для розрахунку двигуна 8ЧН 12/13

Виконуємо оцінку очікуваної величини середнього ефективного тиску  $p_e$  залежно від тиску наддуву  $p_k$ , температури наддувочного повітря  $T_k$  і типу двигуна. Двигун із запалюванням від стиснення, з газотурбінним наддувом, з охолоджувачем наддувочного повітря (інтеркулером). Приймаємо атмосферні умови:  $p_o = 0,101$  МПа,  $T_o = 293$  К, а також ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_k = 1,8$ . Приймаємо середній ефективний тиск  $p_e = 1,09$  МПа.

Розраховуємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{N_e}{i \cdot p_e} \cdot \frac{\tau}{n}, \quad (6.2)$$

$$V_h = \frac{235 \cdot 10^3}{8 \cdot 1,09 \cdot 10^6} \cdot \frac{2 \cdot 60}{2200} = 1,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Діаметр циліндра (оціночний):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,47 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,083}} = 0,12 \text{ м}. \quad (6.3)$$

У двигуна-прототипа  $D = 0,12 \text{ м} = 120 \text{ мм}$ .

Хід поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 0,12 \cdot 1,083 = 0,130 \text{ м}. \quad (6.4)$$

Радіус кривошипа

$$r_k = \frac{S}{2} = \frac{0,130}{2} = 0,065 \text{ м.} \quad (6.5)$$

Уточнюємо робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} \cdot 0,13 = 1,4695 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (6.6)$$

Далі вибираємо або розраховуємо вихідні дані для теплового розрахунку двигуна, заносимо їх до таблиці 6.1.

**Марка двигуна.** 8ЧН 12/13.

**Тип двигуна.**

1. 4-тактний.
3. Конфігурація двигуна: V-подібний.
3. Паливо: дизельне паливо.
4. Теплота згорання палива  $H_{uT} = 42,5$  МДж/кг.
5. Показник процесу згорання для дизельних ДВЗ (на основі емпіричних даних)  $m_1 = -0,3 \dots 0,7$ . Вибираємо  $m_1 = 0,3$ .

**Конструктивні дані.**

6. Кількість циліндрів: 8.
7. Діаметр циліндра  $D = 0,12$  м.
6. Площа поршня є площею плоскої поверхні поршня, перпендикулярної осі циліндра, вона дорівнює

$$F_n = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,12^2 = 11,304 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (6.7)$$

7. Радіус кривошипа  $r_k = 0,065$  м.

8. Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна  $\lambda_k = \frac{r_k}{L_{ш}}$

є конструктивним параметром, що характеризує геометрію кривошипно-шатунового механізму. Величину  $\lambda_k$  розраховують, або вибирають за практичними рекомендаціями, для автотракторних ДВЗ  $\lambda_k = 0,25 \dots 0,32$ . Обираємо  $\lambda_k = 0,26$ .

Тоді довжина шатуна

$$L_{ш} = 0,065/0,26 = 0,26 \text{ м.} \quad (6.8)$$

9. Площа теплообміну поршня  $F_n'$  залежить від конфігурації його днища. Днище поршня двигуна 8ЧН 12/13 має камеру згорання, а також заглиблення для клапанів, тому  $F_n' > F_n$ .

$$F_n' = 1,5 \cdot F_n = 1,05 \cdot 11,304 \cdot 10^{-3} = 16,956 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (6.9)$$

10. Площа теплообміну кришки  $F_k$  залежить від конструкції камери стиснення. У двигуна 8ЧН 12/13 поверхня головки блоку майже пряма, тому

$$F_k = 1,1 \cdot F_n = 1,2 \cdot 11,304 \cdot 10^{-3} = 12,434 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (6.10)$$

Таблиця 6.1

Початкові дані для розрахунку робочого циклу двигуна 8ЧН 12/13 до програми Engine Calculation

Найменування величини	Численні величини				Позначення і одиниці виміру
	Номінальний режим	Дослідницькі режими			
1	2	3	4	5	7
<b>Марка двигуна</b>	8ЧН 12/13				–
<b>Тип двигуна</b>					
1. Тактність	4-тактний				–
3. Конфігурація	V-подібний				–
3. Паливо	дизельне паливо				–
4. Теплота згорання палива	$42,5 \cdot 10^6$				$H_{\text{ут}}$ , Дж/кг
5. Показник процесу згорання	0,3				$m_1$
<b>Конструктивні дані</b>					
6. Кількість циліндрів	8				$i$
7. Діаметр циліндра	0,12				$D$ , м
6. Площа поршня	$11,304 \cdot 10^{-3}$				$F_{\text{п}}$ , м <sup>2</sup>
7. Радіус кривошипа	0,065				$r_{\text{к}}$ , м
8. Величина $\lambda_{\text{к}}$	0,26				$\lambda_{\text{к}}$
9. Площа теплообміну поршня	$16,956 \cdot 10^{-3}$				$F_{\text{п}}'$ , м <sup>2</sup>
10. Площа теплообміну кришки	$12,434 \cdot 10^{-3}$				
11. Об'єм камери стиснення	$93 \cdot 10^{-6}$				$F_{\text{к}}$ , м <sup>2</sup> $V_{\text{с}}$ , м <sup>3</sup>
<b>Надув</b>					
12. Тиск наддуву	181800				$p_{\text{к}}$ , Па
13. Температура наддувочного повітря	338,9	331,3	346,6	354,2	$T_{\text{к}}$ , К
<b>Регульовальні дані</b>					
14. Кут початку згорання	359				$\varphi_{\text{с}}$ , ° ПКВ
15. Кут кінця згорання	439				$\varphi_{\text{з}}$ , ° ПКВ
<b>Режимні дані</b>					
16. Кутова швидкість валу	230,3				$\omega$ , рад/с
17. Коефіцієнт надлишку повітря	1,55				$\alpha$
18. Циклова подача палива	98,34	100,1	96,6	94,93	$\Delta m_{\text{гц}} \cdot 10^6$ , кг/цикл

## Закінчення таблиці 6.1

1	2	3	4	5	7
19. Середня температура стінок	500				$T_w, K$
<b>Початкові умови</b>					
20. Тиск	172710				$p_a, Pa$
21. Температура	402,8	395,5	410,0	417,2	$T_a, K$
23. Маса робочого тіла	2,335	2,377	2,294	2,254	$m_a \cdot 10^3,$ кг/цикл
23. Об'єм робочої порожнини	$1,563 \cdot 10^{-3}$				$V_a, M^3$
<b>Дані до динамічного розрахунку</b>					
24. Маса поступально рухомих частин (приведена)	3,603				$m_A, кг$
25. Механічний ККД	0,82				$\eta_M$
<b>Розрахунковий крок</b>	10				$\Delta\varphi, ^\circ ПКВ$

Студент, група: (підпис) Подиряко М. А.

Викладач-керівник: (підпис) Слинько Г. І.

11. Об'єм камери стиснення розраховуємо за співвідношенням

$$V_c = \frac{\pi}{2} D^2 \cdot r_k \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1}. \quad (6.11)$$

$$V_c = \frac{3,14}{2} \cdot 0,12^2 \cdot 0,065 \cdot \frac{1}{16,8 - 1} = 93 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

**Надув двигуна.**

12. Двигун оснащено турбокомпресором, приймаємо ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_k = 1,8$ , тоді тиск наддуву  $p_k = 181,8$  кПа.

13. Температура повітря на вході в двигун залежить від тиску наддуву і охолодження наддуву повітря. Спочатку розраховуємо температуру на виході з компресора:

$$T'_k = T_o \left( 1 + \frac{\frac{\kappa-1}{\pi_k^\kappa} - 1}{\eta_{k \text{ ад}}} \right) = 293 \left( 1 + \frac{1,8^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,7} \right) = 369,5 \text{ K}, \quad (6.12)$$

де  $\kappa = 1,40$  – показник адіабати для повітря;

$\eta_{k \text{ ад}} = 0,70 \dots 0,90$  – адіабатний ККД компресора, який залежить від типу і розмірів компресора. Для турбокомпресора ТКР 7С-6  $\eta_{k \text{ ад}} = 0,70$ .

При малих ступнях підвищення тиску в компресорі ( $\pi_k < 1,5$ )

охолодження наддувочного повітря зазвичай не застосовують. При високих значеннях  $p_k$  після компресора встановлюють охолоджувач, в якому знижується температура наддувочного повітря, при цьому температура на вході до ДВЗ:

$$T_k = T_o + \sigma(T_k' - T_o) = 293 + 0,6(369,5 - 293) = 338,9 \text{ К}, \quad (6.13)$$

де  $\sigma = 0,50 \dots 0,80$  – ступінь охолодження в охолоджувачі, величина  $\sigma$  залежить від конструкції і розмірів охолоджувача. Якщо  $\sigma = 1$ , то охолодження немає і  $T_k = T_k'$ .

#### Регулювальні дані.

14. Кут початку згорання  $\varphi_c$  залежить від кута випередження впорскування  $\Delta\varphi_{оп}$  і періоду затримки займання палива  $\Delta\varphi_i$

$$\varphi_c = 360 - \Delta\varphi_{оп} + \Delta\varphi_i = 360 - 9 + 8 = 359^\circ \text{ ПКВ}, \quad (6.14)$$

де  $\Delta\varphi_{оп}$  – величина, яка залежить від швидкохідності двигуна, розмірів і типу камери згорання. Установочний кут випередження впорскування палива двигуна 8ЧН 12/13 складає  $\Delta\varphi_{оп} = 9^\circ$ ;

$\Delta\varphi_i = 8 \dots 12^\circ$  – величина, яка залежить в основному від сорту палива (цетанового числа) і умов в циліндрі в кінці стиснення ( $p_c, T_c$ ).

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

$$\varphi_z = \varphi_c + \Delta\varphi_{ст} = 359 + 80 = 439^\circ \text{ ПКВ}, \quad (6.15)$$

де  $\Delta\varphi_{ст} = 60 \dots 100^\circ$  для дизельних ДВЗ; для двигуна 8ЧН 12/13 приймаємо  $\Delta\varphi_{ст} = 80^\circ$ .

#### Режимні дані.

16. Кутова швидкість обертання кривошипа  $\omega$ , рад/с, визначається в залежності від частоти обертання колінчастого валу  $n$ , с<sup>-1</sup>:

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 2200 / 60 = 230,3 \text{ с}^{-1}. \quad (6.16)$$

17. Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо  $\alpha = 1,55$ .

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

Цикловий масовий заряд повітря в циліндрі

$$\Delta m_{вщп} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (6.17)$$

$$\Delta m_{вщп} = 1,4695 \cdot 10^{-3} \cdot 1,869 \cdot 0,802 = 2,202 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл},$$

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

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{181800}{287 \cdot 338,9} = 1,869 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (6.18)$$

$\eta_v$  – коефіцієнт наповнення

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вщп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}. \quad (6.19)$$

$$\eta_v = \frac{16,8}{16,8 - 1} \cdot \frac{181800 - 9090}{181800} \cdot \frac{338,9}{338,9 + 40 + 0,06 \cdot 800} = 0,802.$$

Для перевірки, можна орієнтуватись на наступні значення коефіцієнта наповнення (для номінального режиму роботи ДВЗ):

– для дизельних 4-тактних двигунів з наддувом  $\eta_v = 0,85 \dots 0,98$ .

Зменшене значення величини  $\eta_v$  у двигуна 8ЧН 12/13 можна пояснити кількома факторами:

– газообмін здійснюється всього через 2 клапани на циліндр;

– конструкція впускного колектор не забезпечує рівномірне наповнення всіх циліндрів.

У формулі (6.19)  $\Delta p_{вп}$  – втрата тиску на впуску

$$\Delta p_{вп} = (0,05 \dots 0,25) \cdot p_k = 0,05 \cdot 181800 = 9090 \text{ Па.} \quad (6.20)$$

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

$\Delta T$  – підігрів заряду на впуску, причому для дизелів  $\Delta T = 20 \dots 40$  К. Приймаємо  $\Delta T = 40$  К.

$\gamma_r$  – коефіцієнт залишкових газів, у 4-тактних дизелів  $\gamma = 0,03 \dots 0,06$ ; приймаємо  $\gamma_r = 0,06$ .

$T_r = 800 \dots 1000$  К – температура залишкових газів у дизелів з наддувом. Приймаємо  $T_r = 800$  К.

Циклова масова подача палива

$$\Delta m_{тц} = \frac{\Delta m_{вп}}{\alpha \cdot \ell_o} = \frac{2,202 \cdot 10^{-3}}{1,55 \cdot 14,45} = 98,34 \cdot 10^{-6} \text{ кг/цикл.} \quad (6.21)$$

19. Середня температура стінок камери згорання  $T_w$  залежить від типу двигуна, рівня його форсування, режиму роботи, матеріалів основних деталей (поршня, кришки, клапанів, циліндра). Двигун 8ЧН 12/13 форсований, камеру згорання формують деталі з алюмінієвих сплавів (поршень, головка блоку циліндрів) та чавуну (гільза), тому приймаємо  $T_w = 500$  К.

**Початкові умови.**

20. Початковий тиск дорівнює

$$p_a = p_k - \Delta p_{вп} = 181800 - 9090 = 172710 \text{ Па,} \quad (6.22)$$

де  $\Delta p_{вп}$  розраховано за формулою (6.20).

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

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma_r} (T_k + \Delta T_{вп} + \gamma_r \cdot T_r). \quad (6.23)$$

$$T_a = \frac{1}{1 + 0,06} (338,9 + 40 + 0,06 \cdot 800) = 402,8 \text{ К.}$$

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

$$m_a = (1 + \gamma_r) \cdot \Delta m_{\text{вп.}} \quad (6.24)$$

$$m_a = (1 + 0,06) \cdot 2,202 \cdot 10^{-3} = 2,335 \cdot 10^{-3} \text{ кг/цикл.}$$

23. Початковий об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_h \quad (6.25)$$

$$V_a = \frac{16,8}{16,8 - 1} \cdot 1,4695 \cdot 10^{-3} = 1,563 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

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

$$P_a \cdot V_a = R \cdot m_a \cdot T_a \quad (6.26)$$

$$172710 \cdot 1,563 \cdot 10^{-3} = 287 \cdot 2,335 \cdot 10^{-3} \cdot 402,8,$$

$$329,4776 = 329,4413.$$

Похибка цього рівняння складає 0,004 %.

**Дані до динамічного розрахунку.**

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

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

$$m_A = [m'_n + 0,25 \cdot m'_ш] \cdot F_{\text{п}}, \quad (6.27)$$

$$m_A = [250 + 0,25 \cdot 275] \cdot 11,304 \cdot 10^{-3} = 3,603 \text{ кг,}$$

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

Величини  $m'_n$  і  $m'_ш$  в правій частині формули визначено на основі статистичних даних конструкції двигуна 8ЧН 12/13.

**Розрахунковий крок** рівний  $\Delta\varphi = 10^\circ$  (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.

### 5.3 Протоколи теплового і динамічного розрахунків

Протокол теплового розрахунку (табл. 6.2) містить запис параметрів робочого тіла (тиску  $p$ , температури  $T$ , маси  $m$ , об'єму  $V$ ) при різних кутах повороту кривошипу колінчастого валу (ПКВ)  $\varphi$ .

Розрахунок в програмі Engine Calculation виконується з кроком інтеграції  $\Delta\varphi = 1^\circ$ , але з метою скорочення протоколу запис в протоколі виконуємо з кроком  $\Delta\varphi = 10^\circ$ , для кутів повороту кривошипа  $\varphi = 180\dots540^\circ$ , що відповідає умовам ФММ моделі другої модифікації для чотиритактного ДВЗ.

Протокол динамічного розрахунку (табл. 6.3) 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  $\varphi = 1\dots720^\circ$  ПКВ (повний цикл для чотиритактного ДВЗ) з кроком запису  $\Delta\varphi = 20^\circ$ .

### 5.4 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:

$$N_e = i \cdot L_i \cdot \frac{n}{\tau} \cdot \eta_m = 8 \cdot 1961,4 \cdot \frac{2200}{2 \cdot 60} \cdot 0,82 = 235,9 \text{ кВт}, \quad (6.28)$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 1,335 \cdot 0,82 = 1,095 \text{ МПа}, \quad (6.29)$$

де  $\eta_m = 0,82$  – механічний ККД дизеля для номінального режиму, який враховує вплив механічних втрат.

Розрахована за формулою (6.28) потужність на номінальному режимі  $N_e = 235,9$  кВт повинна відповідати величині  $N_e$  за індивідуальним завданням  $N_e = 235$  кВт – відхилення розрахунку складає 0,4 %.

Розрахований за формулою (6.29) середній ефективний тиск циклу  $p_e = 1,095$  МПа повинен відповідати раніше прийнятій величині  $p_e = 1,09$  МПа – відхилення розрахунку складає 0,4 %.

Таблица 6.2

Протокол теплового розрахунку ( $\sigma = 0,6$ )

φ, ° ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V, дм <sup>3</sup>
180	167,4	402,9	2,335	1,563
190	168,9	404,5	2,335	1,554
200	173,1	407,8	2,335	1,529
210	180,2	413,0	2,335	1,488
220	190,7	420,2	2,335	1,430
230	205,7	429,6	2,335	1,356
240	226,4	441,9	2,335	1,267
250	255,2	457,3	2,335	1,163
260	295,3	476,8	2,335	1,048
270	352,4	501,2	2,335	0,923
280	435,6	532,0	2,335	0,793
290	560,8	570,8	2,335	0,661
300	757,0	620,4	2,335	0,532
310	1079,2	684,2	2,335	0,412
320	1634,9	766,6	2,335	0,304
330	2628,3	871,8	2,335	0,215
340	4360,4	997,4	2,335	0,148
350	6759,7	1114,7	2,335	0,107
360	8532,5	1220,9	2,338	0,093
370	11367,0	1842,1	2,376	0,107
380	9462,9	2102,2	2,404	0,148
390	6495,5	2079,0	2,420	0,215
400	4305,6	1942,1	2,427	0,304
410	2925,8	1781,9	2,430	0,412
420	2076,9	1634,5	2,432	0,532
430	1545,0	1509,9	2,432	0,661
440	1200,7	1407,8	2,432	0,793
450	969,9	1324,3	2,432	0,923
460	811,3	1257,4	2,432	1,048
470	699,5	1203,5	2,432	1,163
480	619,1	1159,8	2,432	1,267
490	560,7	1124,4	2,432	1,356
500	518,2	1095,9	2,432	1,430
510	487,7	1073,1	2,432	1,488
520	466,6	1055,2	2,432	1,529
530	453,2	1041,6	2,432	1,554
540	438,6	1032,8	2,432	1,563

8ЧН 12/13

Дата:14.01.2024

 $L_i = 1961,486355$  Дж/цикл $p_i = 1334780,305810$  Па $\eta_i = 0,469317$  $g_i = 0,180488$  кг/(кВт\*год)

Таблиця 6.3

## Протокол динамічного розрахунку

φ, ° ПКВ	P <sub>п</sub> , Н	N, Н	S, Н	T, Н	K, Н	M, Н·м
0	-14843,6	0,0	-14843,6	0,0	-14843,6	0,0
20	-13338,9	-1190,9	-13392,0	-5681,2	-12127,2	-369,3
40	-9268,8	-1571,2	-9401,0	-7161,5	-6090,4	-465,5
60	-3788,7	-875,6	-3888,5	-3718,8	-1136,1	-241,7
80	1685,1	446,3	1743,2	1737,0	-147,0	112,9
100	5998,9	1589,0	6205,8	5631,9	-2606,6	366,1
120	8632,6	1995,0	8860,1	6478,6	-6044,0	421,1
140	9761,7	1654,7	9900,9	5007,1	-8541,5	325,5
160	10005,4	893,3	10045,2	2582,7	-9707,5	167,9
180	9938,6	0,0	9938,6	0,0	-9938,6	0,0
200	10009,8	-893,7	10049,6	-2583,8	-9711,8	-167,9
220	9965,2	-1689,2	10107,3	-5111,5	-8719,5	-332,2
240	9239,7	-2135,3	9483,3	-6934,2	-6469,1	-450,7
260	7385,0	-1956,1	7639,7	-6933,1	-3208,8	-450,7
280	4656,3	-1233,4	4816,9	-4799,7	-406,1	-312,0
300	2816,0	-650,8	2890,2	-2764,1	844,4	-179,7
320	7259,5	-1230,6	7363,1	-5609,0	4770,1	-364,6
340	33998,7	-3035,4	34134,0	-14480,6	30910,2	-941,2
360	79656,0	0,0	79656,0	0,0	79656,0	0,0
380	91677,9	8184,9	92042,5	39047,0	83349,6	2538,1
400	37449,5	6348,0	37983,7	28935,0	24607,6	1880,8
420	17736,5	4098,9	18204,0	17409,7	5318,5	1131,6
440	13305,6	3524,4	13764,4	13715,4	-1160,4	891,5
460	13218,0	3501,2	13673,8	12409,2	-5743,3	806,6
480	13678,6	3161,1	14039,1	10265,4	-9576,9	667,3
500	13666,9	2316,7	13861,9	7010,3	-11958,6	455,7
520	13327,0	1189,8	13380,0	3440,0	-12930,2	223,6
540	13004,9	0,0	13004,9	0,0	-13004,9	0,0
560	11125,5	-993,3	11169,8	-2871,8	-10794,3	-186,7
580	8995,9	-1524,9	9124,2	-4614,3	-7871,4	-299,9
600	7018,2	-1621,9	7203,2	-5267,0	-4913,7	-342,4
620	4384,5	-1161,4	4535,7	-4116,2	-1905,1	-267,6
640	70,6	-18,7	73,1	-72,8	-6,2	-4,7
660	-5403,1	1248,7	-5545,5	5303,5	-1620,2	344,7
680	-10883,3	1844,8	-11038,5	8408,8	-7151,2	546,6
700	-14953,3	1335,0	-15012,8	6368,9	-13594,9	414,0
720	-16458,0	0,0	-16458,0	0,0	-16458,0	0,0

Питомі індикаторні показники ДВЗ (середній індикаторний тиск  $p_i$ , індикаторний ККД  $\eta_i$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i$ ) порівнюємо з досягнутими нині двигунобудівними фірмами (таблиця 6.4). З таблиці видно, що індикаторні показники розрахованого двигуна 8ЧН 12/13 відповідають показникам 4-тактних дизелів з наддувом. Підвищене значення  $g_i$  і знижене значення  $\eta_i$  може пояснюватись високими втратами в системі впуску).

Основними параметрами, які характеризують механічну і термічну напруженість деталей двигуна є тиск і температура робочого тіла. У протоколі теплового розрахунку знаходимо величини максимального тиску  $p_{\max} = 11,367$  МПа (при  $\phi = 370^\circ$  ПКВ) і максимальної температури  $T_{\max} = 2102,2$  К (при  $\phi = 380^\circ$  ПКВ). Для забезпечення надійної і тривалої роботи двигуна треба, щоб вони не перевищували відповідні максимально допустимі для автотракторних дизелів  $p_{\text{доп}} = 14 \dots 16$  МПа і  $T_{\text{доп}} = 2200 \dots 2500$  К – вимога виконується.

Таблиця 6.4

Порівняння індикаторних показників ДВЗ на номінальному режимі роботи

Тип двигунів	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт·год)
Розрахований двигун 8ЧН 12/13	1,335	0,469	180,5
4-тактні дизелі з наддувом	1,00...2,50	0,48...0,52	164...175

За даними протоколу теплового розрахунку будемо згорнути індикаторні діаграми для номінального режиму в системах координат  $p(V)$ ;  $T(V)$  у відповідних масштабах (див. рисунки 6.1, 6.2).

### 6.5 Дослідження робочого циклу ДВЗ

Згідно до індивідуального завдання, досліджуваний фактор – ступінь охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$ . Дослідження виконуємо методом варіантних розрахунків.

Окрім вже розрахованого ( $\sigma = 0,6$ ), вибираємо додатково 3 значення досліджуваного фактора:  $\sigma = 0,5$ ;  $\sigma = 0,7$ ;  $\sigma = 0,8$ . За формулами (6.12–6.24) перераховуємо відповідні значення величин  $T_k$ ,  $p_k$ ,  $\eta_v$ ,  $\Delta m_{\text{вц}}$ ,  $\Delta m_{\text{гц}}$ ,  $T_a$ ,  $m_a$ , які заносимо до таблиці 6.5.

Кожен дослідницький варіант підлягає розрахунку в програмі Engine Calculation (див. табл. 6.1), і до кожного з них додається протокол теплового розрахунку (таблиці 6.6–6.8, в скороченій формі

через  $\varphi = 10^\circ$  ПКВ). З протоколів визначаємо індикаторні показники двигуна 8ЧН 12/13 при зміні величини досліджуваного фактора  $\sigma$ , а також величини  $p_{\max}$  і  $T_{\max}$ , заносимо їх до таблиці 6.5.

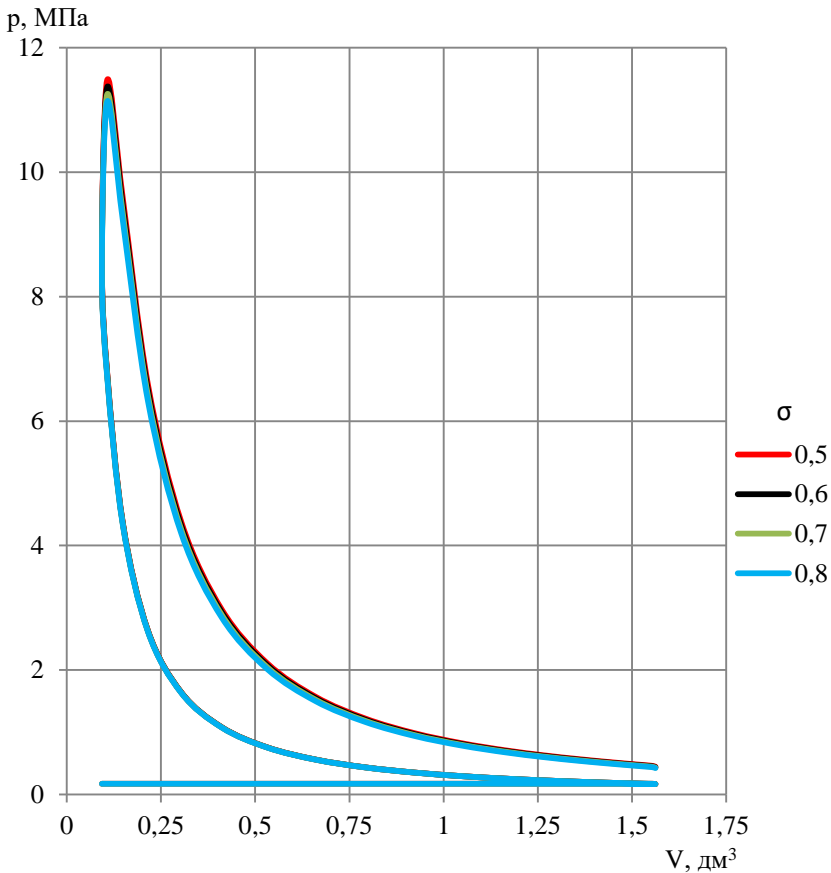


Рисунок 6.1 – Індикаторні діаграми  $p(V)$  двигуна 8ЧН 12/13 при зміні ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$

Для зручності і наочності ці матеріали представляємо в графічному вигляді. Зміну основних індикаторних показників двигуна 8ЧН 12/13 в залежності від ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$  показано на рисунках 6.3–6.5.

За протоколами теплового розрахунку для дослідницьких режимів будуємо індикаторні діаграми (див. рис. 6.1, 6.2).

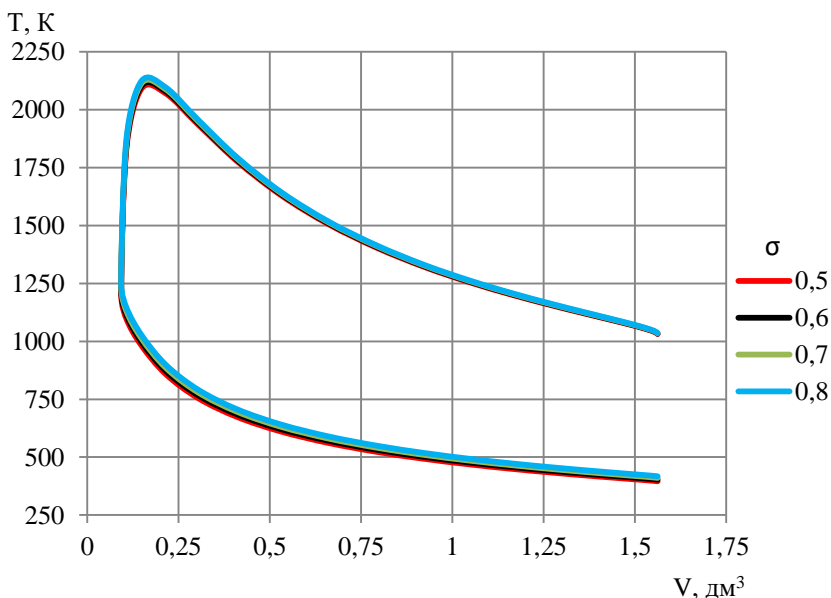


Рисунок 6.2 – Індикаторні діаграми  $T(V)$  при зміні ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$

Таблиця 6.5  
Вплив ступінь охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$  на показники двигуна 8ЧН 12/13

Величина	Чисельні значення			
	0,5	0,6	0,7	0,8
$\sigma$	0,5	0,6	0,7	0,8
$T_k, K$	331,3	338,9	346,6	354,2
$\rho_k, \text{кг/м}^3$	1,912	1,869	1,828	1,788
$\eta_v$	0,798	0,802	0,806	0,809
$\Delta m_{\text{вн}}, \text{г/цикл}$	2,2427	2,20248	2,1637	2,1262
$\Delta m_{\text{гн}}, \text{г/цикл}$	0,1001	0,0983	0,0966	0,0949
$T_a, K$	395,5	402,8	410,0	417,2
$m_a, \text{кг/цикл}$	2,377	2,335	2,294	2,254
$L_i, \text{Дж/цикл}$	2004,6	1961,4	1919,0	1878,1
$p_i, \text{МПа}$	1,364	1,335	1,306	1,278
$\eta_i$	0,4712	0,4690	0,4674	0,4655
$g_i, \text{кг/(кВт}\cdot\text{год)}$	0,1798	0,1805	0,1812	0,1820
$p_{\text{max}}, \text{МПа}$	11,482	11,367	11,249	11,136
$T_{\text{max}}, K$	2090,8	2102,2	2113,1	2123,8

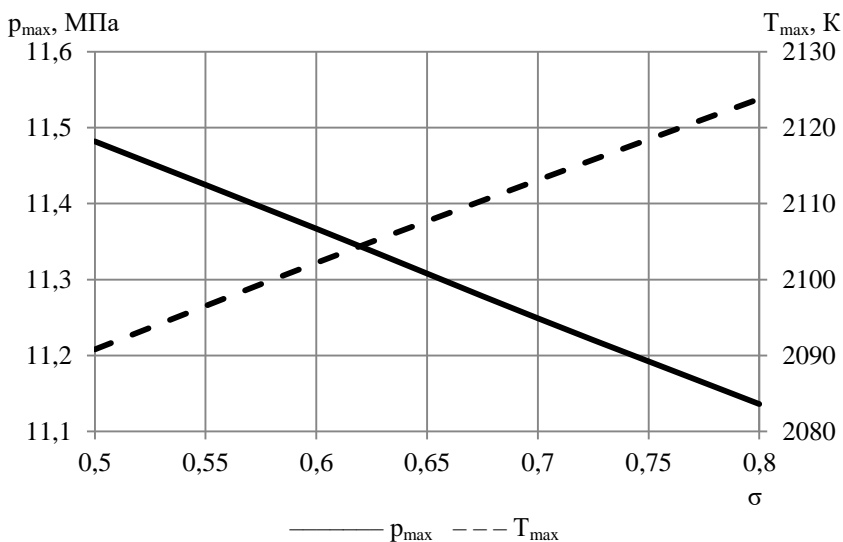


Рисунок 6.3 – Вплив ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$  на максимальні значення тиску  $p_{\max}$  і температури  $T_{\max}$  робочого тіла за цикл двигуна 8ЧН 12/13

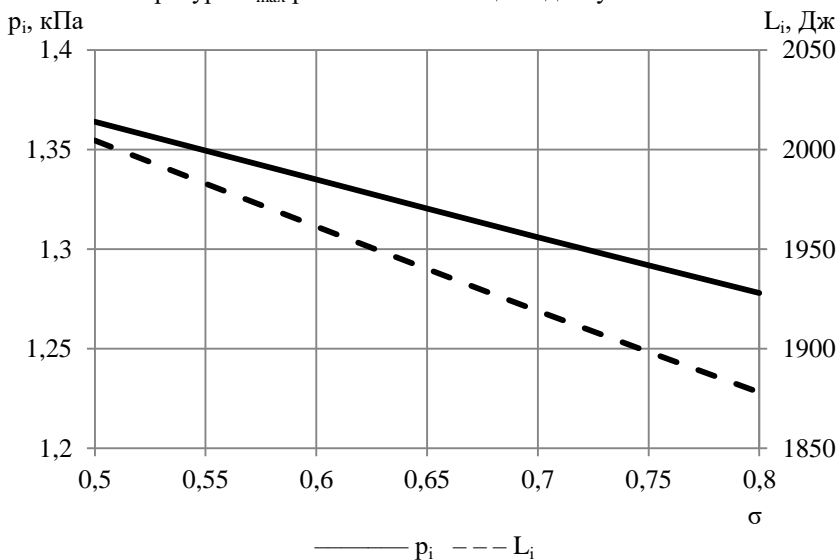


Рисунок 6.4 – Вплив ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$  на енергетичні індикаторні показники двигуна 8ЧН 12/13

Таблица 6.6

Протокол теплового розрахунку ( $\sigma = 0,5$ )

φ, ° ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V, дм <sup>3</sup>
180	167,3	395,6	2,377	1,563
190	168,9	397,2	2,377	1,554
200	173,1	400,5	2,377	1,529
210	180,1	405,6	2,377	1,488
220	190,7	412,7	2,377	1,430
230	205,7	422,1	2,377	1,356
240	226,5	434,2	2,377	1,267
250	255,3	449,4	2,377	1,163
260	295,5	468,6	2,377	1,048
270	352,6	492,7	2,377	0,923
280	435,9	523,0	2,377	0,793
290	561,3	561,3	2,377	0,661
300	757,9	610,2	2,377	0,532
310	1080,7	673,0	2,377	0,412
320	1637,6	754,3	2,377	0,304
330	2633,4	858,1	2,377	0,215
340	4370,7	982,1	2,377	0,148
350	6779,1	1098,1	2,377	0,107
360	8569,3	1204,5	2,38	0,093
370	11481,7	1827,8	2,419	0,107
380	9581,1	2090,8	2,448	0,148
390	6584,1	2070,1	2,463	0,215
400	4367,1	1935,0	2,471	0,304
410	2968,7	1776,2	2,474	0,412
420	2108,0	1629,7	2,475	0,532
430	1568,4	1505,8	2,476	0,661
440	1219,2	1404,2	2,476	0,793
450	985,0	1321,2	2,476	0,923
460	824,1	1254,6	2,476	1,048
470	710,6	1201,0	2,476	1,163
480	629,0	1157,5	2,476	1,267
490	569,7	1122,3	2,476	1,356
500	526,6	1094,0	2,476	1,430
510	495,6	1071,3	2,476	1,488
520	474,2	1053,6	2,476	1,529
530	460,7	1040,1	2,476	1,554
540	445,9	1031,4	2,476	1,563

8ЧН 12/13

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 2004,572249$  Дж/цикл $p_i = 1364100,011686$  Па $\eta_i = 0,471193$  $g_i = 0,179769$  кг/(кВт\*год)

Таблица 6.7

Протокол теплового розрахунку ( $\sigma = 0,7$ )

φ, ° ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V, дм <sup>3</sup>
180	167,3	410,1	2,294	1,563
190	168,9	411,7	2,294	1,554
200	173,0	415,0	2,294	1,529
210	180,1	420,2	2,294	1,488
220	190,6	427,5	2,294	1,430
230	205,5	437,1	2,294	1,356
240	226,2	449,4	2,294	1,267
250	254,9	465,1	2,294	1,163
260	295,0	484,8	2,294	1,048
270	351,9	509,6	2,294	0,923
280	434,9	540,8	2,294	0,793
290	559,8	580,2	2,294	0,661
300	755,6	630,5	2,294	0,532
310	1077,0	695,1	2,294	0,412
320	1631,1	778,6	2,294	0,304
330	2621,3	885,2	2,294	0,215
340	4347,2	1012,4	2,294	0,148
350	6735,8	1130,8	2,294	0,107
360	8490,5	1236,9	2,296	0,093
370	11249,0	1855,9	2,334	0,107
380	9343,4	2113,1	2,362	0,148
390	6406,3	2087,5	2,377	0,215
400	4243,8	1948,8	2,384	0,304
410	2882,6	1787,4	2,387	0,412
420	2045,7	1639,1	2,389	0,532
430	1521,4	1513,8	2,389	0,661
440	1182,2	1411,1	2,389	0,793
450	954,8	1327,3	2,389	0,923
460	798,6	1260,0	2,389	1,048
470	688,4	1205,8	2,389	1,163
480	609,2	1161,9	2,389	1,267
490	551,7	1126,4	2,389	1,356
500	509,8	1097,7	2,389	1,430
510	479,7	1074,7	2,389	1,488
520	458,9	1056,7	2,389	1,529
530	445,7	1043,0	2,389	1,554
540	431,4	1034,0	2,389	1,563

8ЧН 12/13

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 1918,977991$  Дж/цикл $p_i = 1305853,605925$  Па $\eta_i = 0,467416$  $g_i = 0,181221$  кг/(кВт\*год)

Таблица 6.8

Протокол теплового розрахунку ( $\sigma = 0,8$ )

φ, ° ПКВ	p, кПа	T, К	m, г	V, дм <sup>3</sup>
180	167,3	417,3	2,254	1,563
190	168,9	418,8	2,254	1,554
200	173,0	422,2	2,254	1,529
210	180,0	427,4	2,254	1,488
220	190,5	434,8	2,254	1,430
230	205,4	444,5	2,254	1,356
240	226,0	457,0	2,254	1,267
250	254,7	472,9	2,254	1,163
260	294,7	492,9	2,254	1,048
270	351,5	518,0	2,254	0,923
280	434,3	549,5	2,254	0,793
290	559,0	589,5	2,254	0,661
300	754,3	640,5	2,254	0,532
310	1075,0	706,0	2,254	0,412
320	1627,6	790,6	2,254	0,304
330	2615,0	898,6	2,254	0,215
340	4334,9	1027,2	2,254	0,148
350	6713,4	1146,8	2,254	0,107
360	8450,7	1252,7	2,257	0,093
370	11136,2	1869,5	2,294	0,107
380	9228,8	2123,8	2,321	0,148
390	6320,8	2095,8	2,336	0,215
400	4184,6	1955,3	2,343	0,304
410	2841,3	1792,7	2,346	0,412
420	2015,8	1643,4	2,347	0,532
430	1498,8	1517,5	2,348	0,661
440	1164,5	1414,3	2,348	0,793
450	940,3	1330,0	2,348	0,923
460	786,4	1262,5	2,348	1,048
470	677,8	1208,0	2,348	1,163
480	599,7	1163,9	2,348	1,267
490	543,0	1128,2	2,348	1,356
500	501,8	1099,3	2,348	1,430
510	472,1	1076,2	2,348	1,488
520	451,6	1058,1	2,348	1,529
530	438,6	1044,3	2,348	1,554
540	424,4	1035,2	2,348	1,563

8ЧН 12/13

Дата: 14.01.2024

 $L_i = 1878,093725$  Дж/цикл $p_i = 1278032,095700$  Па $\eta_i = 0,465506$  $g_i = 0,181965$  кг/(кВт\*год)

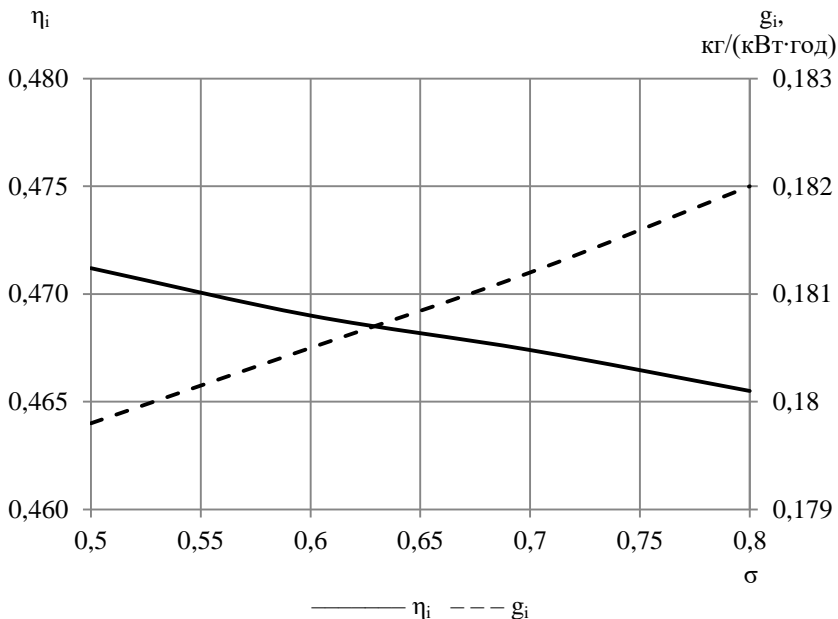


Рисунок 6.5 – Вплив ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$  на економічні індикаторні показники двигуна 8ЧН 12/13

З графіків, що ілюструють залежність індикаторних показників двигуна 8ЧН 12/13 (рисунки 6.4–6.5) від ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma = 0,5 \dots 0,8$ , видно, що найбільша ефективність двигуна (максимальні значення  $p_i$ ,  $L_i$ ,  $\eta_i$ , мінімальне значення витрати палива  $g_i$ ) досягається при  $\sigma = 0,5$  (при найбільшому охолодженні наддувочного повітря).

При зменшенні величини з  $\sigma = 0,8$  до  $\sigma = 0,5$  (відповідає зменшенню температури робочого тіла на впуску з  $T_k = 354,2$  К до  $T_k = 331,3$  К) на номінальному режимі двигуна 8ЧН 12/13 забезпечить наступний технічний ефект:

- зростає середній індикаторний тиск в циліндрі  $p_i$  на 6,7 %;
- зростає індикаторна робота в циліндрі  $L_i$  на 6,7 %;
- зростає індикаторний ККД  $\eta_i$  на 1,2 %.
- зменшується питома витрата палива  $g_i$  на 1,2 %.

Таким чином, підтверджено відомі положення теорії ДВЗ щодо позитивного впливу від зменшення температури на впуску на показники дизельного двигуна. Проте, зменшення величини з  $\sigma = 0,8$  до  $\sigma = 0,5$

призводить до зростання максимального тиску за цикл на 0,346 МПа і сягає  $p_{\max} = 11,482$  МПа.

Беручи до уваги все вищесказане, можна стверджувати, що оптимальне значення ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря для двигуна 8ЧН 12/13 на номінальному режимі  $\sigma = 0,5$ .

## 6.6 Динамічний розрахунок

Динамічний розрахунок представлений окремим протоколом (таблиця 6.3). Цей розрахунок виконується тільки для номінального режиму ( $\sigma = 0,6$ ). Результати динамічного розрахунку ілюструємо графіками (рисунки 6.6, 6.7, 6.8).

P, S, N,  
кН

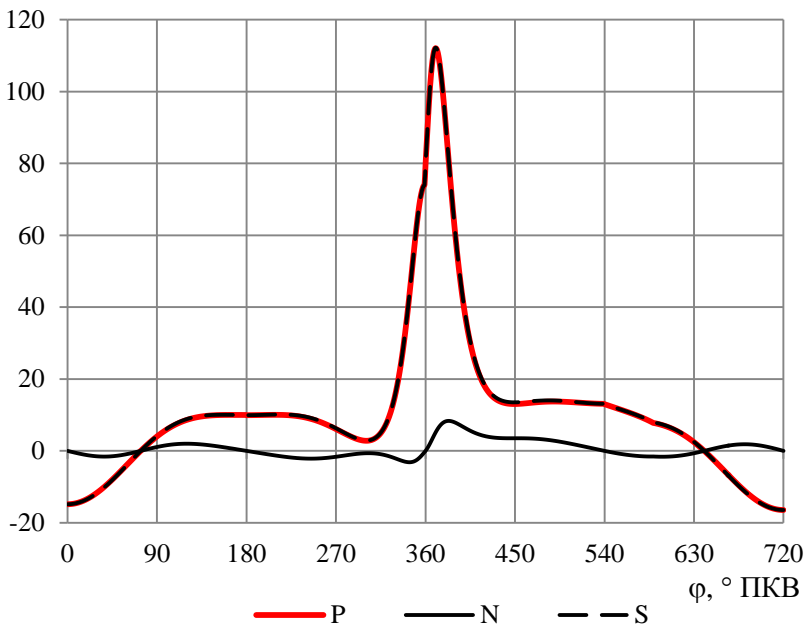


Рисунок 6.6 – Сили, що діють на поршень (осьова сила P і бокова N) і вздовж шатуна (S)

К, Т, кН

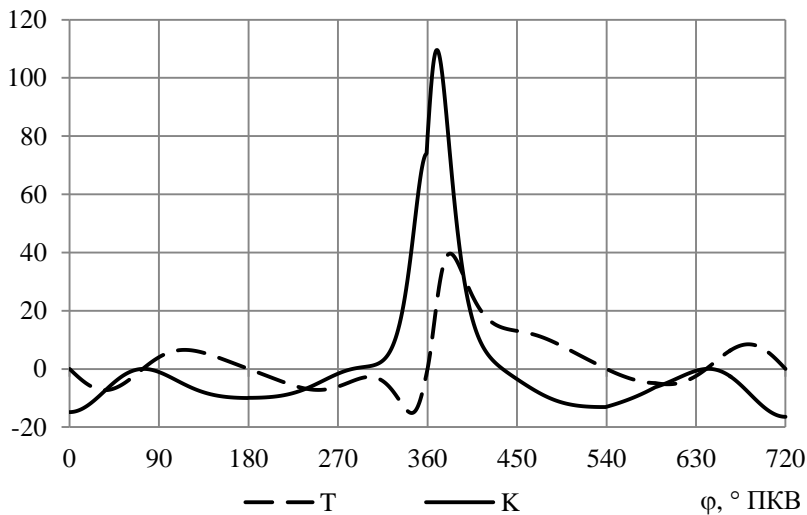


Рисунок 6.7 – Сили, що діють на кривошип (тангенціальна Т і нормальна К)

$M_i$ , Н·м

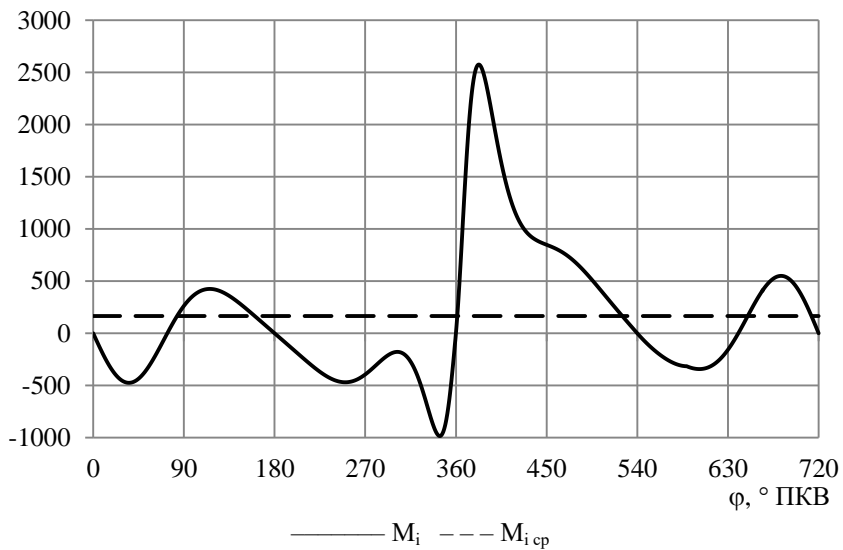


Рисунок 6.8 – Обертальний момент від одного циліндра

Розраховуємо сили, що діють в КШМ, для кута повороту колінчастого валу  $\varphi = 200^\circ$  ПКВ.

Сила, що діє на поршень уздовж осі циліндра

$$P_n = (p - p_o) \cdot F_n - m_A r_k \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (6.30)$$

$$P_n = (173100 - 101000) \cdot 4,155 \cdot 10^{-3} - 3,603 \cdot 0,065 \cdot 230,3 \cdot (\cos 200^\circ + 0,26 \cdot \cos 400^\circ) = 10009,8 \text{ Н}$$

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

Бокова сила, що діє на поршень

$$N = P_n \cdot \operatorname{tg}\beta = 10009,8 \cdot \operatorname{tg}5^\circ 6' = -893,7 \text{ Н}, \quad (6.31)$$

$$\text{де } \beta = \arcsin(\lambda_k \cdot \sin\varphi) = \arcsin(0,26 \cdot \sin 200^\circ) = 5^\circ 6'.$$

Сила, що діє на шатун:

$$S = \frac{P_n}{\cos\beta} = \frac{10009,8}{\cos 5^\circ 6'} = 10049,6 \text{ Н}. \quad (6.32)$$

Тангенціальна сила, що діє на кривошип

$$T = P_n \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = 10009,8 \cdot \frac{\sin(200 + 5^\circ 6')}{\cos 5^\circ 6'} = -2583,8 \text{ Н}. \quad (6.33)$$

Нормальна сила, що діє на кривошип уздовж його осі

$$K = P_n \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} = 10009,8 \cdot \frac{\cos(200 + 5^\circ 6')}{\cos 5^\circ 6'} = -9711,8 \text{ Н}. \quad (6.34)$$

Обертальний момент на кривошипі

$$M = T \cdot r_k = -2583,8 \cdot 0,065 = -164,9 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (6.35)$$

Складовою частиною динамічного розрахунку є таблиця набігаючих обертальних моментів (таблиця 6.9) і графік, що зображує індикаторний обертальний момент на валу двигуна (рисунок 6.9). Таблицю і графік складаємо з врахуванням числа циліндрів, розташуванням циліндрів та порядку їх роботи, числа і розташування кривошипів на колінчастому валу двигуна.

Важливими параметрами в цьому випадку є кут розвороту кривошипів колінчастого валу  $\Delta\varphi_{кр}$  та кут розвалу блоків циліндрів  $\gamma$  в двигунах V-подібної конструкції. В 8-циліндровому V-подібному двигуні 8ЧН 12/13 порядок роботи циліндрів 1-5-4-2-6-3-7-8, кут розвалу блоків циліндрів  $\gamma = 90^\circ$ , шатуни попарно причеплені до чотирьох кривошипів, кут розвороту кривошипів складає

$$\Delta\varphi_{кр} = 720 / i = 720 / 8 = 90^\circ. \quad (6.34)$$

Значення обертальних моментів (колонка для 1-го циліндра від  $\varphi = 0$  до  $\varphi = 720^\circ$  ПКВ) складаємо, і визначаємо середній індикаторний обертальний момент одного циліндра  $M_{i\text{cp}} = 165,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Аналогічно

визначаємо середній індикаторний обертальний момент двигуна  $M_{\Sigma \text{ ср}} = 1322,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

$M_{\Sigma}, \text{ Н}\cdot\text{м}$

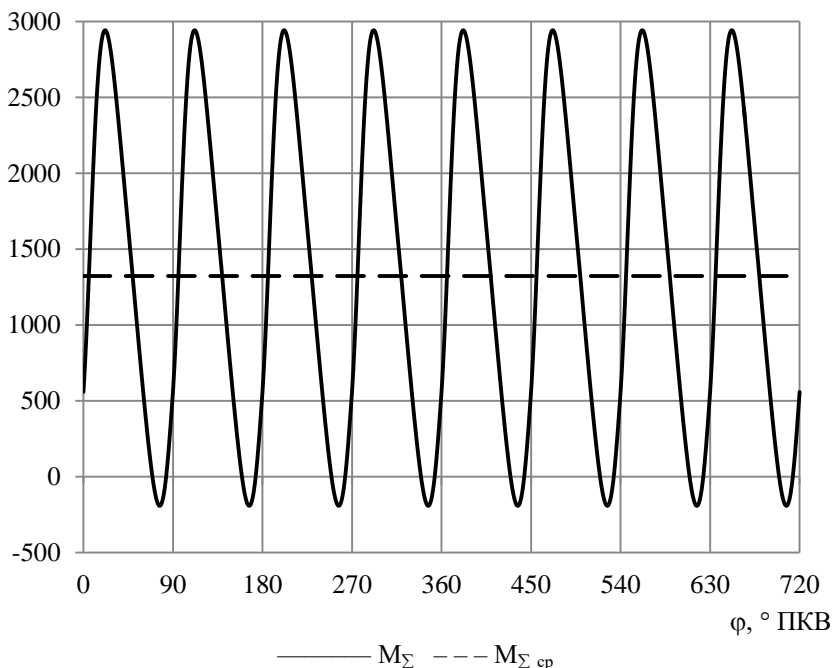


Рисунок 6.9 – Діаграма сумарного індикаторного обертального моменту на валу двигуна

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

Знаючи розраховану за формулою (6.28) ефективну потужність двигуна  $N_e = 235,9 \text{ кВт}$ , знаходимо середній ефективний обертальний момент на валу

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{235,9}{230,3} = 1024,3 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (6.35)$$

Таблиця 6.9

Таблиця навігаючих обертальних моментів, для 8-циліндрового V-  
подібного двигуна 8ЧН 12/13, Н·м

Ф, ° ПКВ	Перший кривошип		Другий кривошип		Третій кривошип		Четвертий кривошип		M <sub>Σ</sub>
	M <sub>1</sub>	M <sub>5</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>6</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>7</sub>	M <sub>4</sub>	M <sub>8</sub>	
0	0,0	0,0	-157,5	-394,4	0,0	0,0	848,1	262,4	558,7
30	-461,2	2389,2	344,7	-179,7	-254,4	-252,0	667,3	421,1	2675,0
60	-241,7	1131,6	525,6	-645,8	-342,4	-450,7	339,4	249,9	565,9
90	262,4	848,1	0,0	0,0	-157,5	-394,4	0,0	0,0	558,7
120	421,1	667,3	-461,2	2389,2	344,7	-179,7	-254,4	-252,0	2675,0
150	249,9	339,4	-241,7	1131,6	525,6	-645,8	-342,4	-450,7	565,9
180	0,0	0,0	262,4	848,1	0,0	0,0	-157,5	-394,4	558,7
210	-252,0	-254,4	421,1	667,3	-461,2	2389,2	344,7	-179,7	2675,0
240	-450,7	-342,4	249,9	339,4	-241,7	1131,6	525,6	-645,8	565,9
270	-394,4	-157,5	0,0	0,0	262,4	848,1	0,0	0,0	558,7
300	-179,7	344,7	-252,0	-254,4	421,1	667,3	-461,2	2389,2	2675,0
330	-645,8	525,6	-450,7	-342,4	249,9	339,4	-241,7	1131,6	565,9
360	0,0	0,0	-394,4	-157,5	0,0	0,0	262,4	848,1	558,7
390	2389,2	-461,2	-179,7	344,7	-252,0	-254,4	421,1	667,3	2675,0
420	1131,6	-241,7	-645,8	525,6	-450,7	-342,4	249,9	339,4	565,9
450	848,1	262,4	0,0	0,0	-394,4	-157,5	0,0	0,0	558,7
480	667,3	421,1	2389,2	-461,2	-179,7	344,7	-252,0	-254,4	2675,0
510	339,4	249,9	1131,6	-241,7	-645,8	525,6	-450,7	-342,4	565,9
540	0,0	0,0	848,1	262,4	0,0	0,0	-394,4	-157,5	558,7
570	-254,4	-252,0	667,3	421,1	2389,2	-461,2	-179,7	344,7	2675,0
600	-342,4	-450,7	339,4	249,9	1131,6	-241,7	-645,8	525,6	565,9
630	-157,5	-394,4	0,0	0,0	848,1	262,4	0,0	0,0	558,7
660	344,7	-179,7	-254,4	-252,0	667,3	421,1	2389,2	-461,2	2675,0
690	525,6	-645,8	-342,4	-450,7	339,4	249,9	1131,6	-241,7	565,9
720	0,0	0,0	-157,5	-394,4	0,0	0,0	848,1	262,4	558,7
	M <sub>1,ср</sub> = 165,3								M <sub>Σ,ср</sub> = 1322,5

З іншого боку, середній обертальний момент на валу визначається з динамічного розрахунку з урахуванням механічних втрат

$$M_e = M_{\Sigma \text{ ср.}} \cdot \eta_m = 1322,5 \cdot 0,82 = 1084,5 \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (6.36)$$

Величини  $M_e$ , знайдені за формулами (6.35) і (6.36), мають бути однакові (допустима похибка не більше 10 %). Похибка складає 5,9 %, тобто динамічний розрахунок двигуна виконано вірно.

### 6.7 Побудова схеми кривошипно-шатунного механізму

На окремому аркуші в масштабі виконано графічну побудову основних компонентів кривошипно-шатунного механізму двигуна 8ЧН 12/13. Схематично зображено:

- поршень;
- стінка циліндра;
- стінка головки циліндрів;
- шатун;
- кривошип.

Профіль днища поршня та головки циліндрів – як на двигуні 8ЧН 12/13.

На схемі позначено всі відомі розміри, а також показано відмітки верхньої та нижньої мертвих точок (ВМТ та НМТ) положення поршня.

### 6.8 Висновки і рекомендації

Виконано розрахунок термодинамічного циклу (тепловий розрахунок) 4-тактного дизеля 8ЧН 12/13 на номінальному режимі. На першому етапі підготовлено дані для введення в комп'ютерну програму Engine Calculation. На другому оброблено протоколи розрахунків. Визначено питомі індикаторні показники ДВЗ – індикаторна робота циклу  $L_i = 1961,4$  Дж, середній індикаторний тиск  $p_i = 1,335$  МПа, індикаторний ККД  $\eta_i = 0,469$ , питома індикаторна витрата палива  $g_i = 180,5$  г/(кВт·год). За індикаторними показниками двигуна розраховано ефективну потужність  $N_e = 235,9$  кВт та середній ефективний тиск циклу  $p_e = 1,095$  МПа. Похибка розрахунку не перевищує 0,4 %.



Визначено вплив варіативного фактору (ступінь охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря  $\sigma$ ) на показники двигуна. Зменшення цієї величини з  $\sigma = 0,8$  до  $\sigma = 0,5$  (відповідає зменшенню температури робочого тіла на впуску з  $T_k = 354,2$  К до  $T_k = 331,3$  К) на номінальному режимі двигуна 8ЧН 12/13 забезпечить наступний технічний ефект:

- зростає середній індикаторний тиск в циліндрі  $p_i$  на 6,7 %;
- зростає індикаторна робота в циліндрі  $L_i$  на 6,7 %;
- зростає індикаторний ККД  $\eta_i$  на 1,2 %.
- зменшується питома витрата палива  $g_i$  на 1,2 %.

Подальше охолодження робочого тіла на впуску обмежується фактичною ефективністю теплообмінників (інтеркулерів) наддувочного повітря має ряд обмежень.

Визначено, що оптимальне значення ступеня охолодження в охолоджувачі наддувочного повітря для двигуна 8ЧН 12/13 на номінальному режимі  $\sigma = 0,5$ .

Побудовано індикаторні діаграми  $p(V)$ ,  $T(V)$  циклу двигуна при  $\sigma = 0,5 \dots 0,8$ .

Виконано динамічний розрахунок для номінального режиму двигуна. Графіками показано зміну сил  $P$ ,  $S$ ,  $N$ ,  $K$ ,  $T$  від кута повороту кривошипа. Отримано індикаторний обертальний момент для 1-го циліндра  $M_{i\text{cp}} = 165,3$  Н·м та для всього двигуна  $M_{\Sigma\text{cp}} = 1322,5$  Н·м, визначено середній ефективний момент ( $M_e = 1024,3$  Н·м). Похибка розрахунку склала 5,9 %.

Виконано побудову схеми кривошипно-шатунного механізму двигуна 8ЧН 12/13 відповідно до прийнятих та розрахованих розмірів.

## 7 ПЕРЕЛІК КОНТРОЛЬНИХ ЗАПИТАНЬ

1. Класифікація двигунів за різними ознаками.
2. Переваги і недоліки ДВЗ і КДВЗ.
3. Термодинамічний цикл і його показники ( $p$ ,  $\eta$ ).
4. Цикли КДВЗ.
5. Назвіть основні розміри двигуна. Як їх визначають?
6. Назвіть основні параметри двигуна.
7. Паливо, види палив та їх склад.
8. Основні властивості палив.
9. Теплота згоряння палива.
10. Робоче тіло в ДВЗ, його склад і зміна за цикл.
11. Теоретично необхідна кількість повітря ( $l_0$ ,  $L_0$ ).
12. Кількість свіжого заряду, коефіцієнт надлишку повітря.
13. Кількість продуктів згоряння, коефіцієнт молекулярного змінення.
14. Розрахунок робочого циклу ДВЗ (призначення, способи, результати).
15. Охарактеризуйте процес впуску. Основні періоди в процесі впуску.
16. Розрахунок процесу впуску, визначення  $p_a$ ,  $T_a$ .
17. Коефіцієнт наповнення  $\eta_v$ , формула, способи підвищення  $\eta_v$ .
18. Фактори, що впливають на тиск залишкових газів в циліндрі двигуна.
19. Фактори, що впливають на температуру залишкових газів в циліндрі двигуна.
20. Вплив температури підігріву свіжого заряду на наповнення двигуна.
21. Тиск в кінці впуску. Види втрат тиску.
22. Коефіцієнт залишкових газів. Фактори, що впливають величину коефіцієнта залишкових газів.
23. Фактори, що впливають на температуру в кінці впуску.
24. Охарактеризуйте коефіцієнт наповнення.
25. Фактори, що впливають величину коефіцієнта наповнення.
26. Розрахунок процесу стиснення, визначення  $V_c$ ,  $p_c$ ,  $T_c$ .
27. Процес стиснення. Вплив зміни об'єму на стиснення.
28. Розрахунок процесу стиснення. Вплив теплообміну на процес стиснення, адіабатична точка.
29. Охарактеризуйте ступінь стискання для бензинових, газових і дизельних двигунів.
30. Охарактеризуйте процес згоряння.

31. Розрахунок процесу згоряння в ДВЗ із зовнішнім сумішоутворенням
32. Теплоота згоряння суміші.
33. Процеси згоряння, загальна характеристика.
34. Займання горючої суміші, період затримки запалювання.
35. Особливості згоряння в дизелях.
36. Охарактеризуйте процес згоряння у бензиновому ДВЗ.
37. Охарактеризуйте процес розширення. Як впливає теплопідвод у процесі догоряння і теплообміну зі стінками на процес розширення.
38. Розрахунок процесу розширення, визначення  $p_b$ ,  $T_b$ .
39. Вкажіть, як впливає характер здійснюваного циклу на визначення тиску  $p_z$  в кінці згоряння.
40. Чим характеризується процес розширення?
41. Фактори, що впливають на середній показник політропи розширення  $n_2$ .
42. Охарактеризуйте процес випуску двигуна внутрішнього згоряння.
43. Розрахунок процесу випуску, визначення  $p_r$ ,  $T_r$ .
44. Індикаторні показники циклу ( $L_i$ ,  $p_i$ ,  $N_i$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$ ).
45. Механічні втрати, механічний к.к.д.
46. Чим оцінюють величину механічних втрат двигуна?
47. Ефективні показники двигуна ( $p_e$ ,  $N_e$ ,  $\eta_e$ ,  $g_e$ ).
48. Чим характеризується середній індикаторний тиск?
49. Що характеризує індикаторна потужність двигуна?
50. Що характеризує індикаторний ККД двигуна?
51. Що представляє собою середній ефективний тиск  $p_e$ ?
52. Як впливає середній ефективний тиск на умови використання робочого об'єму циліндра?
53. Назвіть засоби підвищення середнього ефективного тиску  $p_e$ .
54. Що називається механічним ККД?
55. Вкажіть фактори, що впливають на зміну механічного ККД.
56. Що називається ефективною потужністю?
57. Які фактори впливають на підвищення ефективної потужності двигуна?
58. Що називається ефективним ККД?
59. Дайте порівняльну характеристику значень ефективного ККД різних типів двигунів: карбюраторних, з упорскуванням, дизельних, атмосферних та з наддувом.
60. Основні процеси робочого циклу 4-х тактного двигуна: впуск, стискання, згоряння, розширення, випуск.
61. Коефіцієнт залишкових газів та його визначення.

62. Способи форсування ДВЗ.

63. Підвищення економічності та покращення економічних якостей ДВЗ.

64. Класифікація сил, діючих в КШМ.

65. Приведення мас в КШМ.

66. Сили, діючі на деталі КШМ.

67. Назвіть сили, що діють на шатунну шийку колінчастого валу?  
В якому напрямку?

68. Як пов'язані тиск газів в камері згорання та сила, діюча по осі циліндра?

69. Сумарна сила, діюча на корінний підшипник.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Фізико-математична модель робочого циклу двигуна внутрішнього згорання автотракторного типу [Текст] : навч. посібник / Я. О. Сгоров. – К. : УМК ВО, 1991. – 56 с.
2. Слинко, Г. І. Комп'ютерна програма для теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згорання [Електронний ресурс] / Г. І. Слинко, Р. Ф. Сухонос, П. Є. Іванов // Інформаційні технології: теорія і практика : II Всеукр. Інтернет-конф. здобувачів вищої освіти і молодих учених, 4 квітня 2019 р. : Матеріали. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – С. 96–97.
3. Slynko, G. Computer Program for Calculation of the Operating Cycle of Internal Combustion Engine [Електронний ресурс] / G. Slynko, R. Sukhonos, P. Ivanov // Тиждень науки-2019. Транспортний факультет : щоріч. наук.-практ. конф., 15-19 квітня 2019 р. : тези доп. / Редкол. : В. В. Наумик (відпов. ред.) Електрон. дані. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. – С. 74–75.
4. 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. Слинко, Я. О. Сгоров. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2015. – 50 с.
5. Дяченко, В. Г. Двигуни внутрішнього згорання. теорія [Текст] : підручник / В. Г. Дяченко; за ред. А. П. Марченка. – Х. : НТУ «ХП», 2008. – 488 с.
6. Автомобільні двигуни [Текст] : підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – 3-тє видання. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.
7. Захарчук, В. І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів [Текст] : навч. посібник. / В. І. Захарчук. – К. : Каравела, 2022. – 232 с.
8. Коденцев, В. Й. Двигуни внутрішнього згорання [Текст] / В. Й. Коденцев, І. К. В'язовський, І. С. Онопрієнко. – К. : Вища школа, 1974. – 271 с.
9. Шапко, В. Ф. Основи теорії та динаміки автомобільних двигунів [Текст] : підручник / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко. – Харків : Точка, 2016. – 232 с.

## ДОДАТОК А ПРОГРАММНЫЙ КОД ENGINE CALCULATION

```
#include "ThermophysicalIndicators.h"
```

```
ThermophysicalIndicators::ThermophysicalIndicators(int c_fiC, int c_fiZ, int  
c_HuT, int c_numCylinders, double c_m1, double c_cylDiam, double  
c_crankRad, double c_lambda, double c_Pk, double c_Tk, double c_omega,  
double c_alpha, double c_Tw, double c_Pa, double c-Ta, double c_mass,  
double c_areaPist, double c_areaExPist, double c_areaExCap, double c_Vc,  
double c_cyclFuel, double c_ma, double c_Va,
```

```
Fuel _fuel) {
```

```
    fiC = c_fiC;
```

```
    fiZ = c_fiZ;
```

```
    HuT = c_HuT;
```

```
    numCylinders = c_numCylinders;
```

```
    m1 = c_m1;
```

```
    cylDiam = c_cylDiam;
```

```
    crankRad = c_crankRad;
```

```
    lambda = c_lambda;
```

```
    Pk = c_Pk;
```

```
    Tk = c_Tk;
```

```
    omega = c_omega;
```

```
    alpha = c_alpha;
```

```
    Tw = c_Tw;
```

```
    Pa = c_Pa;
```

```
    Ta = c-Ta;
```

```
    mass = c_mass;
```

```
    areaPist = c_areaPist;
```

```
    areaExPist = c_areaExPist;
```

```
    areaExCap = c_areaExCap;
```

```
    Vc = c_Vc;
```

```
    cyclFuel = c_cyclFuel;
```

```
    ma = c_ma;
```

```
    Va = c_Va;
```

```
    //fuel
```

```
    fuel.Cv = _fuel.Cv;
```

```
    fuel.Cp = _fuel.Cp;
```

```
    fuel.k = _fuel.k;
```

```
    fuel.Cvg = _fuel.Cvg;
```

```
    fuel.Cpg = _fuel.Cpg;
```

```

fuel.kg = _fuel.kg;
fuel.L0 = _fuel.L0;
}

```

```

ThermophysicalIndicators::ThermophysicalIndicators() {
    fiC = 0;           // Кут початку згорання
    fiZ = 0;          // Кут кінця згорання
    HuT = 0;           // Теплота згорання палива
    numCylinders = 0; // Кількість циліндрів
    m1 = 0;            // Показник процесу згорання
    cylDiam = 0;       // Діаметр циліндра
    crankRad = 0;      // Радіус кривошипа
    lambda = 0;         // Величина гк/Лш
    Pk = 0;            // Тиск повітря на впуску
    Tk = 0;            // Температура повітря на впуску
    omega = 0;         // Кутова швидкість валу
    alpha = 0;         // Коефіцієнт надлишку повітря
    Tw = 0;           // Середня температура стінок
    Pa = 0;            // Тиск на початку стиснення
    Ta = 0;            // Температура на початку стиснення
    mass = 0;          // Маса поступально рухаючих частин
    areaPist = 0;      // Площа поршня
    areaExPist = 0;    // Площа теплообміну поршня
    areaExCap = 0;     // Площа теплообміну кришки
    Vc = 0;            // Об'єм камери стиснення
    cyclFuel = 0;      // Циклова подача палива
    ma = 0;            // Маса робочого тіла
    Va = 0;            // Максимальний об'єм циліндра
    //Cv = 0;          // Теплоємність при V=const (при стисненні)
    //Cp = 0;          // Теплоємність при p=const (при стисненні)
    //k = 0;           // Показник адіабати (при стисненні)
    //Cvg = 0;         // Теплоємність при V=const (при розширенні)
    //Cpg = 0;         // Теплоємність при p=const (при розширенні)
    //kg = 0;          // Показник адіабати (при розширенні)
    //L0 = 0;          // Теоретично необхідна кількість повітря
}

```

```

void ThermophysicalIndicators::calc() {
    array_fi.erase(array_fi.begin(), array_fi.end());
    array_P.erase(array_P.begin(), array_P.end());
    array_T.erase(array_T.begin(), array_T.end());
}

```

```

array_m.erase(array_m.begin(), array_m.end());
array_V.erase(array_V.begin(), array_V.end());
array_alphaW.erase(array_alphaW.begin(), array_alphaW.end());
array_FteplSum.erase(array_FteplSum.begin(), array_FteplSum.end());
array_dV.erase(array_dV.begin(), array_dV.end());
array_dQw.erase(array_dQw.begin(), array_dQw.end());
array_dx.erase(array_dx.begin(), array_dx.end());
array_dQc.erase(array_dQc.begin(), array_dQc.end());
array_dm.erase(array_dm.begin(), array_dm.end());
array_dT.erase(array_dT.begin(), array_dT.end());
array_P2.erase(array_P2.begin(), array_P2.end());
array_L1.erase(array_L1.begin(), array_L1.end());
array_Li.erase(array_Li.begin(), array_Li.end());

```

```

if (alpha > 1) {
    Hu = double(HuT);
} else {
    Hu = double(HuT) - (120 * 1000000 * (1 - alpha) * fuel.L0);
}

```

```

for (fi = 0; fi <= 720; fi++) {
    double radToDeg = double(fi) / 180 * M_PI;

```

```

        if (fi == 0) {
            V = Vc;
            m = ma;
            Li = 0;
        } else {
            V = Vc + areaPist * crankRad * (1 - qCos(radToDeg) + lambda / 4 *
(1 - qCos(2 * radToDeg)));
            dV = areaPist * crankRad * (qSin(radToDeg) + lambda * qSin(2 *
radToDeg) / 2) * M_PI / 180;
        }

```

```

        if (fi < 180) {
            P = Pa;
            T = Ta;

```

```

            alphaW = 0;
            FteplSum = 0;

```

```

dx = 0;
dm = 0;
dQw = 0;
dQc = 0;
dT = 0;
P2 = 0;
} else if (fi >= 540) {
    P = double(2 * PAtm) - Pa;
} else {
    alphaW = 0.0068 * (3 + (Pk - double(PAtm)) / double(PAtm)) *
qSqrt(P * T);
    FteplSum = areaExPist + areaExCap + M_PI * cylDiam * crankRad *
(1 - qCos(radToDeg) + fuel.L0 / 4 * (1 - qCos(2 * radToDeg)));
    dQw = alphaW * FteplSum * (Tw - T) * M_PI / 180 / omega;

    if (fi >= fiC && fi <= fiZ) {
        double preDX1 = powf(double(fi - fiC) / double(fiZ - fiC), m1);
        double preDX2 = powf(double(fi - fiC) / double(fiZ - fiC), m1 + 1);

dx = 6.908 * ((m1 + 1) / double(fiZ - fiC)) * preDX1 * (qExp(-6.908 *
preDX2)) * 1;

        dQc = Hu * cyclFuel * dx;
        dm = cyclFuel * dx;
    } else {
        dx = 0;
        dQc = 0;

        dQc = Hu * cyclFuel * dx;
        dm = cyclFuel * dx;
    }

    if (fi <= 360) {
        dT = (dQc + dQw) / (fuel.Cv * m) - (T * dm / m) - (fuel.k - 1) * T *
dV / V;
    } else {
        dT = (dQc + dQw) / (fuel.Cvg * m) - (T * dm / m) - (fuel.kg - 1) *
T * dV / V;
    }

    P2 = P;

```

```

    m = m + dm;
    T = T + dT;
    P = double(R) * m * T / V;
    L1 = ((P2 + P) / 2 - double(PAtm)) * dV;
    Li = Li + L1;
}

array_fi.append(fi);
array_P.append(P);
array_T.append(T);
array_m.append(m);
array_V.append(V);
array_alphaW.append(alphaW);

array_FteplSum.append(FteplSum);
array_dV.append(dV);
array_dQw.append(dQw);
array_dx.append(dx);
array_dQc.append(dQc);
array_dm.append(dm);
array_dT.append(dT);
array_P2.append(P2);
array_L1.append(L1);
array_Li.append(Li);

}

pi = Li / (double(2) * crankRad * areaPist);
KKDi= Li / (Hu * cyclFuel);
gi = double(3600000) / (KKDi * Hu);
}

#include "DynamicCalculation.h"

#include "QDebug"

DynamicCalculation::DynamicCalculation() {
    qDebug() << "test";
}

```

```

DynamicCalculation::DynamicCalculation(QVector<double> arrayP_init,
double areaPist_init, double crankRad_init,
double omega_init, double lambda_init, double
m_A_init) {
    array_P = arrayP_init;
    areaPist = areaPist_init;
    crankRad = crankRad_init;
    omega = omega_init;
    lambda = lambda_init;
    m_A = m_A_init;
}

void DynamicCalculation::calcDymanic() {
    array_Pn.erase(array_Pn.begin(), array_Pn.end());
    array_N.erase(array_N.begin(), array_N.end());
    array_S.erase(array_S.begin(), array_S.end());
    array_T.erase(array_T.begin(), array_T.end());
    array_K.erase(array_K.begin(), array_K.end());
    array_M.erase(array_M.begin(), array_M.end());

    for (int fi = 0; fi < 721; fi++) {
        double radToDeg = double(fi) / 180 * M_PI;

        Pn = (array_P[fi] - double(PAtm)) * areaPist - m_A * crankRad *
powf(omega, 2) * (qCos(radToDeg) + lambda * qCos(2 * radToDeg));
        Beta = qAsin(lambda * qSin(radToDeg));
        N = Pn * qTan(Beta);
        S = Pn / qCos(Beta);
        T = Pn * ((qSin(radToDeg + Beta)) / qCos(Beta));
        K = Pn * ((qCos(radToDeg + Beta)) / qCos(Beta));
        M = T * crankRad;

        array_Pn.append(Pn);
        array_N.append(N);
        array_S.append(S);
        array_T.append(T);
        array_K.append(K);
        array_M.append(M);
    }
}

```

*Навчальне видання*

**СЛИНЬКО Георгій Іванович**  
**СУХОНОС Роман Федорович**  
**СЛИНЬКО Віра Василівна**

## **ТЕПЛОВИЙ І ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВЗ**

Навчальний посібник з курсового проектування

Дизайн обкладинки: Сухонос Р. Ф.  
Технічні редактори: Слинько Г. І.  
Комп'ютерний набір: Алмаєв В. І., Слинько В. В.  
Комп'ютерна верстка: Гринь Д. В.

Підписано до друку 02.06.2023. Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 7,67  
Тираж 100 прим. Зам. № 336

Національний університет «Запорізька політехніка»  
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64  
Тел.: (061) 769–82–96, 220–12–14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019.