

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

ТКАЧЕНКО С. Г.  
ХОМЕНКО В. С.  
АВДЮНІН Р. Ю.

## **ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ СПІВВІДНОШЕНЬ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ ТА РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДІВ КОМП'ЮТЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ**

Методичні вказівки до виконання курсової роботи  
з дисципліни «Основи комп'ютерного проектування ДВЗ» для студентів спеціальності  
133 «Галузеве машинобудування» (спеціалізація «Двигуни внутрішнього згорання»)  
денної та заочної форм навчання



Миколаїв  
Видавець Торубара В. В.  
2016

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова

ТКАЧЕНКО С. Г.  
ХОМЕНКО В. С.  
АВДІОНІН Р. Ю.

**ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ  
СПІВВІДНОШЕНЬ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ  
ТА РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ  
ПРОЦЕСІВ ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ  
МЕТОДІВ КОМП'ЮТЕРНОГО  
ПРОЕКТУВАННЯ**

Методичні вказівки до виконання курсової роботи  
з дисципліни «Основи комп'ютерного проектування ДВЗ»  
для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»  
(спеціалізація «Двигуни внутрішнього згоряння»)  
денної та заочної форм навчання

*Рекомендовано Методичною радою НУК*

Миколаїв  
Видавець Торубара В. В.  
2016

УДК 629.5.03.001.57:621.431.7  
ББК 39.455.5-01с51.я81  
В41

**Укладачі:** С. Г. Ткаченко, к. т. н., доцент  
В. С. Хоменко, викладач  
Р. Ю. Авдюнін, викладач

**Рецензент:** В. С. Наливайко, к. т. н., професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

**В41** Вибір раціональних співвідношень розмірів деталей та розрахункове дослідження процесів двигуна за допомогою методів комп'ютерного проектування : Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Основи комп'ютерного проектування ДВЗ» студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (спеціалізація «Двигуни внутрішнього згоряння») денної та заочної форм навчання / С. Г. Ткаченко, В. С. Хоменко, Р. Ю. Авдюнін. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2016. — 32 с.

Методичні вказівки мають на меті ознайомити студентів з основами комп'ютерного проектування, в основу якого покладено створення моделей конструктивних схем окремих вузлів двигуна, моделей розрахунків деталей на міцність, а також процесів, які відбуваються в циліндрі ДВЗ і в системах, які обслуговують двигун. В даних методичних вказівках в якості прикладу наведена конструктивна модель циліндро-поршневої групи двигуна, а також модель процесів, які відбуваються в циліндрі двигуна. Це показує, як створюються моделі, які в подальшому впливають на якість проектування двигунів.

Призначені для студентів Херсонської філії НУК, які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» (спеціалізація «Двигуни внутрішнього згоряння»).

© Ткаченко С. Г., Хоменко В. С., Авдюнін Р. Ю., 2016

Н а в ч а л ь н е в и д а н н я

**ТКАЧЕНКО** Станіслав Григорович  
**ХОМЕНКО** Вікторія Станіславівна  
**АВДЮНІН** Роман Юрійович

## **ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ СПІВВІДНОШЕНЬ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ ТА РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДІВ КОМП'ЮТЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ**

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Основи комп'ютерного проектування ДВЗ» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (спеціалізація «Двигуни внутрішнього згоряння») денної та заочної форм навчання

Комп'ютерне складання та верстання В. В. Торубара  
Коректор О. С. Торубара

Формат 60x84<sup>1/16</sup>. Умов. друк. арк. 2,2. Тираж 300 пр. Зам. № 31/16

**Видавець та виготовлювач Торубара В. В.**  
вул. Наваринська, 5–17, м. Миколаїв, 54001, тел.: (067) 800-70-70  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4626 від 9.10.2013

## ВСТУП

Потреба у вивченні дисципліни «Основи комп'ютерного проектування ДВЗ» викликана принциповою зміною в методах проектування сучасних двигунів. Ці методи раніше базувались в основному на кваліфікації проєктантів, їх досвіді роботи та інтуїції, що в окремих випадках призводило до помилок при проєктуванні, які визначались тільки на завершальному етапі створення двигунів. Все це призводило до збільшення термінів проєктування, які інколи досягали від 5 до 10 років. Це гальмувало темпи створення моделей з більш високим науково-технічним рівнем. З цього випливає, що такі методи проєктування не можуть лежати в основі проєктування, так як вони затягують терміни створення двигунів, а також не гарантують необхідні характеристики двигунів, які б відповідали технічному прогресу.

У зв'язку з цим треба було перейти на методи, які б гарантували прогнозований рівень двигунів, а також різко скорочували терміни їх створення. Такі методи повинні базуватись на дослідженнях процесів та конструктивних співвідношень ще до початку розробки ескізних проєктів. А це неможливо провести без наявності конструктивних або термодинамічних моделей двигуна. Потреба в створенні таких моделей виникла давно, але математичний апарат не був настільки досконалим, щоб досліджувати їх. І тільки з появою сучасних високоефективних ЕОМ відкрилась широка можливість досліджувати моделі будь-якої складності, використовуючи чисельні методи рішення.

Впровадження комп'ютерної техніки в процес проєктування двигунів значно скорочує строки їх створення. В середньому цей термін може бути скороченим до 5 років.

Програмою дисципліни «Основи комп'ютерного проектування ДВЗ» передбачено виконання курсової роботи. Метою написання роботи студентом є опанування методами та надбання вміння проведення наукового дослідження. Написання курсової роботи має допомогти формуванню творчого мислення студента, перевірити навички збирання, аналізу та інтерпретації джерел й літератури, вміння формулювати висновки та пропозиції.

# 1 СТРУКТУРА КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота складається з пояснювальної записки та графічної частини. Пояснювальна записка складається з наступних частин:

1. Титульна сторінка пояснювальної записки (яка вважається сторінкою 1, але номер на ній не ставиться) оформлюється відповідно до нормативних вимог (додаток А).

2. Завдання для курсового проекту видається керівником (додаток Б).

3. Зміст, який повинен детально відобразити всі структурні частини роботи.

4. Вступ (об'єм — 2...3 стор.), в якому висвітлюється коротка історична довідка та актуальність виконуваної роботи.

5. Основна частина. Основна частина проекту містить усі необхідні розробки та обґрунтування прийнятих рішень, які супроводжуються відповідними розрахунками (в тому числі за допомогою ЕОМ), ілюстраціями, посиланнями на літературні джерела, результатами власних експериментальних та теоретичних досліджень. Структурними елементами основної частини є розділи, підрозділи, пункти та підпункти (20...25 стор.).

6. Висновки, в тексті яких аналізуються основні підсумки роботи над проектом, дають оцінку одержаним результатам, визначають перспективи їх покращення.

7. Список використаної літератури.

8. Додатки (у разі потреби).

Графічна частина роботи:

1. Графічне зображення результатів розрахункових досліджень (на базі термодинамічної моделі відокремленого індикаторного циклу або інших моделей) (1 аркуш А2).

2. Тривимірне зображення вузла (деталі) двигуна (1 аркуш А2).

## 2 ВИМОГИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

### 2.1 Правила оформлення пояснювальної записки

Пояснювальна записка (ПЗ) — документ, який містить технічно обґрунтовані рішення, що пов'язані з виконанням курсового проекту (роботи). ПЗ виконується на аркушах формату А4, а необхідні схеми та рисунки виконуються на аркушах будь-яких форматів, встановлених ГОСТ 2.301. ПЗ містить у собі ряд обов'язкових складових частин, перелік яких та вимоги до яких конкретизуються керівником.

Пояснювальна записка відноситься до текстових документів і містить текст, який подається технічною мовою, та графічну інформацію у вигляді ілюстрацій. Цифрову інформацію частіше представляють у вигляді таблиць.

Сторінки тексту і креслень повинні відповідати формату А4 (210×297 мм). Виконання роботи здійснюється машинописним способом на одній стороні аркуша білого паперу через 1,5 інтервали. Шрифт — Times New Roman, 14 пт.

Кожен аркуш пояснювальної записки повинен мати рамку робочого поля і основний напис. Текст розміщують таким чином, щоб відстань від рамки робочого поля до границь тексту становила: ліворуч та праворуч — не менше 3 мм; зверху і знизу — не менше 10 мм.

Текст записки поділяють на абзаци, кожний з яких включає самостійну думку. Абзацний інтервал повинен бути однаковим по всьому тексту записки і дорівнювати 1,5 см від лівого поля аркуша. Скорочення слів — відповідно до чинних стандартів. Назви розділів записують прописними (великими) літерами у вигляді заголовків. Заголовки повинні бути короткими і відповідати тематиці викладеного матеріалу. Перенесення слів у заголовках не допускаються. Крапку в кінці заголовків не ставлять. Якщо заголовок складається з двох і більше речень, то тоді їх розділяють крапкою.

#### 2.1.1 Титульний аркуш

Титульний аркуш є першою сторінкою пояснювальної записки і входить в загальну кількість аркушів, але нумерація на ньому не ставиться (ГОСТ 2.105-95). Заповнюють титульний аркуш відповідно до Додатку А.

### *2.1.2 Індивідуальне завдання*

Індивідуальне завдання на курсовий проект (роботу) видається на спеціальному двохсторонньому бланку керівником курсового проекту і розміщується за титульним аркушем (Додаток Б). Входить в загальну кількість аркушів, але на ньому нумерація сторінки не ставиться. В завданні формулюють тему проекту, вказують вихідні дані до проекту, перелік питань, що належить розробити, перелік графічного матеріалу, який необхідно представити в результаті розробки.

### *2.1.3 Зміст*

Зміст є першою сторінкою ПЗ, на якій виконують основний напис за формою 2 (40×185 мм), на наступних аркушах — за формою 2а (15×185 мм). Додатки можуть мати іншу форму. Нумерацію на даній і наступних сторінках проставляють в основному написі. Нумерація сторінок повинна бути наскрізна. Зміст складається з переліку розділів, підрозділів із зазначенням початкового номера сторінки. До змісту включають всі заголовки (без змін!), які є в документі, і додатки. Слово «Зміст» записують у вигляді заголовка (симетрично до тексту) з прописної (великої) літери. Найменування, які входять в зміст, записують строчними літерами, починаючи з прописної.

### *2.1.4 Вступ*

Вступ пишуть з нової пронумерованої сторінки із заголовком «Вступ» з абзацного відступу. Текст вступу повинен бути коротким і висвітлювати питання актуальності, значення, сучасний рівень і призначення курсового проекту. У вступі визначають мету та завдання проекту.

### *2.1.5 Основна частина*

Основна частина проекту містить усі необхідні розробки та обґрунтування прийнятих рішень, які супроводжуються відповідними розрахунками (в тому числі за допомогою ЕОМ), ілюстраціями, посиланнями на літературні джерела, результатами власних експериментальних та теоретичних досліджень. Структурними елементами основної частини є розділи, підрозділи, пункти та підпункти. Допускається розміщувати текст між заголовками розділу і підрозділу, між заголовками підрозділу і пункту. Кожен розділ рекомендується починати з нової сторінки. Розділи нумерують порядковими номерами в межах всього документа (1, 2 і т.д.). Після номера крапку не ставлять, а пропускають один знак. Підрозділи нумерують в межах кожного розділу, пункти в межах підрозділу і т.д. за формою (1.1, 1.2, 1.2.1, 1.2.2 і т.д.). Цифри, які вказують номер, не повинні виступати за абзац.

### *2.1.6 Список літератури*

Список літератури оформлюють із заголовком «Список літератури» з нової пронумерованої сторінки, починаючи з абзацу. Список літератури повинен включати тільки ті літературні джерела, які використовувалися в курсовому проекті. Використану літературу оформляють згідно ГОСТ 7.1-84 і подають загальним списком в кінці курсового проекту. Список літератури подають в одному з варіантів: алфавітному та за чергою посилань в тексті. Посилання на літературу наводять в квадратних дужках, вказуючи порядковий номер за списком. Нумерація посилань повинна починатися з одиниці і далі по порядку. В списку кожне джерело записують з абзацу і нумерують арабськими числами. Літературу записують мовою, якою вона видана.

### *2.1.7 Додатки*

Ілюстрації, таблиці, текст допоміжного характеру, схеми можна наводити у додатках. Додатки оформлюють як продовження документа на його наступних сторінках, розташовуючи в порядку посилань на них у тексті ПЗ. Кожен додаток необхідно починати з нової сторінки, вказуючи зверху посередині рядка слово «Додаток» і через пропуск його позначення. Додатки позначають послідовно великими українськими літерами за винятком І, Є, З, І, Ї, Й, О, Ч, Ђ, наприклад, Додаток А, Додаток Б і т. д.

## **2.2 Правила оформлення графічної частини**

Об'єм графічної частини становить 2 аркуші формату А2.

Креслення необхідно виконувати у відповідності до вимог стандартів ЄСКД на встановлених форматах.

Кожен аркуш графічної частини повинен мати рамку робочого поля і основний напис.



## **3 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗДІЛІВ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

Перед виконанням курсової роботи необхідно ознайомитися з літературою і довідниками відповідно до теми курсового проекту, повторити відповідні розрахункові методики. Чітко сформулювати цілі, яких необхідно досягти при виконанні проекту, і скласти план роботи. Підбір літератури, написання вступу виконується студентами самостійно. Після перевірки цього етапу керівником курсової роботи можна проводити комп'ютерний набір тексту, рішення задач і побудову креслень (схем, ескізів).

### **3.1 Створення конструктивної моделі циліндро-поршневої групи**

Останнім часом намітилася стійка тенденція переходу до довгоходових ( $S/D_{ц} > 2,5$ ), а потім і до супердовгоходових ( $S/D_{ц} > 3,5$ ) двигунів внутрішнього згоряння. Лідером у цьому виявилися дизельні фірми, що виробляють головні суднові двигуни.

Фактором, що спочатку спонукає до виробництва судових довгоходових двигунів, було прагнення знизити частоту обертання колінчатого вала при постійній середній швидкості поршня й, як наслідок, частоту обертання гребного гвинта при прямій передачі потужності. Менша частота обертання гребного гвинта приводить до підвищення його власного ККД і пульсивного ККД енергетичної установки в цілому.

Одночасно із цим помітно збільшився й ККД власне самих довгоходових двигунів. Це можна пояснити декількома причинами, але найважливішою є створення сприятливого співвідношення між величиною поверхні, що формує об'єм циліндра, й самим об'ємом на ділянці найбільшого тепловідлення в циліндрі, коли через поверхню охолодження йдуть найбільші теплові втрати в систему охолодження.

Є очевидним, що для зменшення теплових втрат у систему охолодження необхідно, щоб на одиницю об'єму робочого тіла доводилася як можна менша величина поверхні охолодження. Іншими словами, необхідно, щоб на ділянці, де досягається максимальна температура газів, була мінімальна величина питомої поверхні охолодження (відношення величини площі поверхні  $F_{охол}$ , що формує об'єм, до самого об'єму  $V_{ц}$ ).

Позначимо питому поверхню  $\beta = \frac{F_{\text{охл}}}{V_{\text{ц}}}$ . На величину  $\beta$  у першу чергу впливає форма камери згоряння (камери стиску) і співвідношення між діаметром циліндра  $D$  і переміщенням поршня  $\Delta S$  на ділянці максимального тепловідлення. Є очевидним, що чим менше  $\beta$ , тим меншими будуть теплові втрати від робочого тіла. У зв'язку з цим під «мінімізацією» слід розуміти процес знаходження такої ситуації, коли  $\beta = \beta_{\text{min}}$ . Така умова проведення процесу «мінімізації».

На рис. 3.1 представлені схеми найбільш характерних форм камер згоряння двигунів внутрішнього згоряння. Форми камер згоряння визначаються типом двигуна, схемою газообміну і т. д. Простежимо, як змінюється коефіцієнт  $\beta$  (питома поверхня охолодження) для кожної зі схем залежно від співвідношення  $\Delta S$  і  $D$  при постійному внутрішньому об'ємі.

Запишемо формули, що визначають поверхню ( $F$ ) і об'єм ( $V$ ) для кожної зі схем при  $i$ -тому співвідношенні  $\Delta S/D$ :

$$\text{для схеми «а»: } F_i = 0,5 \cdot \Pi \cdot D_i^2 + \Pi \cdot D_i \cdot \Delta S_i, \quad (1)$$

$$V_i = 0,25 \cdot \Pi \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i = \text{const}; \quad (2)$$

$$\text{для схеми «б»: } F_i = 0,5 \cdot \Pi \cdot D_i^2 + \Pi \cdot D_i \cdot \Delta S_i, \quad (3)$$

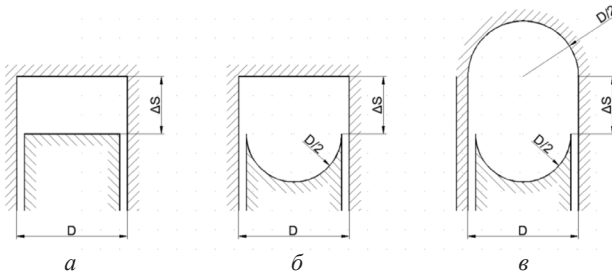
$$V_i = 0,0833 \cdot \Pi \cdot D_i^3 + 0,25 \cdot \Pi \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i = \text{const}; \quad (4)$$

$$\text{для схеми «в»: } F_i = \Pi \cdot D_i^2 + \Pi \cdot D_i \cdot \Delta S_i, \quad (5)$$

$$V_i = 0,166 \cdot \Pi \cdot D_i^3 + 0,25 \cdot \Pi \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i = \text{const}. \quad (6)$$

Позначимо  $\frac{\Delta S}{D} = v$ , а діапазон зміни  $v$  визначимо від 0,1 до 1,4.

З метою спрощення обчислень при  $v_1 = 0,1$  для кожної зі схем приймемо  $D_1 = 1$ . З урахуванням цього формули (1), (3), (5) будуть перетворені, а з формул (2), (4), (6) визначиться діаметр циліндра для кожного з  $i$ -тих обчислень:



**Рис. 3.1** Схеми камер згоряння:

*a* — циліндрична; *б* — напівсферична; *в* — сферична

для схеми «а»:

$$F_i = \Pi \cdot D_i^2(0,5 + v_i), \quad (7)$$

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{v_1}{v_i}} = \sqrt[3]{\frac{0,1}{v_i}}; \quad (8)$$

для схеми «б»:

$$F_i = \Pi \cdot D_i^2(0,75 + v_i), \quad (9)$$

$$D_i = \sqrt[3]{\frac{0,1083}{0,25 \cdot v_i + 0,0833}}; \quad (10)$$

для схеми «в»:

$$F_i = \Pi \cdot D_i^2(1 + v_i), \quad (11)$$

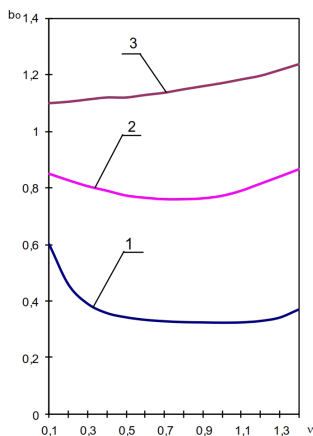
$$D_i = \sqrt[3]{\frac{0,191}{0,25 \cdot v_i + 0,166}}; \quad (12)$$

де  $F_i$  — площа поверхні, що формує об'єм робочого тіла, при  $i$ -тому обчисленні в діапазоні зміни  $v$ ;

$D_i$  — діаметр циліндра при  $i$ -тому обчисленні, виражений через діаметр циліндра  $D_1 = 1$  (при  $v_1 = 1$ ).

По отриманих залежностях були проведені розрахунки, результати яких представлено на рис. 3.2.

Під величиною  $\beta_0$  розуміється відношення  $\beta_i/\beta_1$ , де  $\beta_i$  — питома поверхня охолодження для  $i$ -того співвідношення  $\Delta S/D$ ,  $\beta_1$  — питома поверхня охолодження для першого співвідношення  $\Delta S/D$ .



**Рис. 3.2** Залежність відносної величини  $\beta_0$  питомих поверхні охолодження від співвідношення ( $v = \frac{\Delta S}{D}$ ):

1 — для камери згоряння за схемою «а»; 2 — для камери згоряння за схемою «б»;  
3 — для камери згоряння за схемою «в»

Як видно з наведених залежностей, для двигунів із камерою згоряння за схемою «а» мінімальні теплові втрати слід очікувати при  $v = \frac{\Delta S}{D} = 1$ . Для схеми «б» оптимальна величина  $v$  становить приблизно 0,7, а для схеми «в» оптимальна величина  $v$  відсутня, тобто при будь-якому віддаленні поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) будуть збільшуватися теплові втрати в систему охолодження.

Для визначення зв'язку оптимального значення відношення  $S/D$  з ділянкою найбільш інтенсивного теплового виділення звернемося до рис. 3.3, де представлена розрахункова індикаторна діаграма.

Як показали проведені попередні розрахунки й виконані раніше експериментальні дослідження, більш 70% усіх теплових втрат у систему охолодження припадає на ділянку «у–z». Із цього випливає, що з метою зменшення теплових втрат із циліндра бажано, щоб відношення площі, що формує робоче тіло в циліндрі, до його обсягу було мінімальним у районі точки «z».

Знайдемо залежність між деякими параметрами циклу, основними розмірами циліндра й величиною мінімальної питомої поверхні охолодження робочого циліндра.

Звернемося до схеми «а». З малюнка 3.3 для точки «z» випливає:

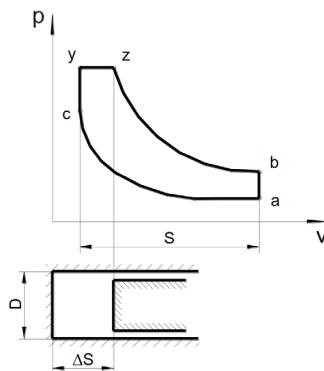
$$\Delta S = v \cdot D = \frac{4 \cdot V_z}{\Pi \cdot D^2}. \quad (13)$$

З іншого боку,

$$V_z = V_c \cdot \rho, \quad (14)$$

де  $V_c$  — об'єм камери згоряння;

$\rho$  — ступінь попереднього розширення робочого тіла.



**Рис. 3.3** Розрахункова індикаторна діаграма

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \quad (15)$$

де  $V_s$  — робочий об'єм циліндра;  
 $\varepsilon$  — ступінь стиску.

$$V_s = \frac{\Pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \quad (16)$$

де  $S$  — хід поршня.  
Тоді

$$v \cdot D = \frac{\rho \cdot S}{\varepsilon - 1}. \quad (17)$$

Звідки

$$\frac{S}{D} = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot v}{\rho}. \quad (18)$$

Отримане співвідношення справедливе й для схем «б» і «в».

Якщо прийняти, що для сучасних двигунів ступінь стиску й ступінь попереднього розширення мають наступні значення:

$$\varepsilon \approx 15, \rho \approx 2,$$

тоді оптимальні співвідношення  $S/D$  для двигунів з першою й другою схемами камер стиску будуть:

для схеми «а»,  $v_{\text{опт}} = 1$  (рис. 3.2):

$$\frac{S}{D} = \frac{15 - 1}{2} = 7; \quad (19)$$

для схеми «б»,  $v_{\text{опт}} = 0,7$  (рис. 3.2):

$$\frac{S}{D} = \frac{15 - 1}{2} \cdot 0,7 = 4,9. \quad (20)$$

У більшості головних суднових крейцкопфних малообертових двигунів форма камери згоряння виконується за схемою «б». Наприклад, для малообертового двигуна останньої моделі S80 MC-3 фірми MAN B&W відношення  $S/D$  становить 4,0, що фактично підтверджує правильність викладених результатів.

### Висновки

1. При переході до виробництва довгоходових двигунів внутрішнього згоряння, насамперед, слід урахувати форму камери згоряння.

2. Найбільш перспективними до виробництва довгоходових двигунів є ті, у яких є напівсферична камера (або убік поршня, або убік кришки) згоряння.

3. При існуючих параметрах робочого циклу ( $\epsilon$  і  $\rho$ ) у найближчі роки навряд чи варто очікувати появи двигунів з відношенням ходу поршня до його діаметра більш п'яти.

Двигуни, що мають сферичну форму камери згоряння, до переходу на довгоходові моделі є безперспективними з погляду підвищення їх економічності.

Покажемо, яким повинен бути алгоритм проведення «мінімізації» та хід її проведення для найбільш простих конструктивних схем (рис. 3.1, а, б, в).

Зрозумівши схему розрахунків на прикладі запропонованих до розгляду, можна перейти до розв'язання питання «мінімізації» питомої площі оходження двигунів будь-яких схем камер стиснення.

Для побудови алгоритму мінімізації слід взяти за основу декілька основних даних по двигуну, для якого буде проводитися мінімізація. Такі дані можна взяти із попереднього розрахунку індикаторного циклу:

$D_{ц}$  — діаметр циліндра (для двигуна прототипу), м;

$S$  — хід поршня, м

$\epsilon_d$  — дійсна ступінь стиску;

$\rho$  — ступінь попереднього розширення.

Після цього слід розрахувати робочий об'єм циліндра  $V_s = 0,785 \cdot D_{ц}^2 \cdot S$ , який при подальших розрахунках зберігається як стала величина ( $V_s = \text{const}$ ).

Крім цього,  $\epsilon$ ,  $\rho$  теж зберігаються як сталі величини.

Покажемо, як пов'язаний діаметр циліндра  $D_{ц}$  зі співвідношенням

$$v = \frac{S}{D_{ц}}.$$

Відомо, що  $V_s = 0,785 \cdot D_{ц}^2 \cdot S$ ,  $V_s = 0,785 \cdot D_{ц}^3 \cdot v$ .

Розрахунок починаємо з визначення  $D_{ц}$  за вищенаведеною формулою. Зберігаючи величину робочого об'єму циліндра, отримаємо ряд значень  $D_{ц}$  при  $V_s = \text{const}$ , але при змінних значеннях  $v$ .

Порядок розрахунків наведено в табл. 3.1, 3.2, 3.3. За даними таблиць отримаємо залежність  $D_{ц} = f(v)$ , за характером якої знаходимо мінімальне значення питомої площі  $\beta_{\text{мін}}$ , якому відповідає конкретне отримане значення відносної величини  $v_{\text{опт}} = \frac{S}{D_{ц}}$ .

Визначення  $v_{\text{опт}}$  фактично свідчить про кінець проведення мінімізації. Конкретний алгоритм наведений в таблиці 3.1. Наведений хід розрахунків на прикладі конкретного двигуна S50MS-C8-ТК з такими конструктивними параметрами:  $D_{ц} = 500$  мм,  $S = 2000$  мм; параметрами індикаторного розрахунку процесу:  $\epsilon = 14,5$  (дійсна ступінь стиснення робочого тіла),  $\rho = 1,64$  (ступінь попереднього розширення).

**Таблиця 3.1.** Алгоритм проведення мінімізації питомої поверхні охолодження циліндра з камерою згоряння за схемою «а» для вибраного двигуна  $V_s = 0,785 \cdot D_{ц}^2 \cdot S = 0,785 \cdot 0,5^2 \cdot 2 = 0,392 \text{ м}^3$

№	Найменування	Розрахункова формула	V											
			2	4	6	8	10	12	14	16				
1	Діаметр циліндра, м	$D_{цв} = \sqrt[3]{\frac{D_{цб}^2 \cdot S_б}{V}}$	0,59	0,47	0,41	0,37	0,34	0,32	0,31	0,29				
2	Об'єм камери стиснення, м <sup>3</sup>	$V_c = \frac{0,785 \cdot D_{цб}^2 \cdot S_б (1 - \psi_s)}{\epsilon_d - 1}$	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
3	Поверхня охолодження циліндра у т. «с»	$F_{цс} = \frac{4 \cdot V_c}{D_{цв}} + 1,57 \cdot D_{цв}^2$	0,69	0,53	0,48	0,45	0,44	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43
4	Об'єм циліндра циліндра в т. «z»	$V_z = \rho \cdot V_c$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
5	Повна поверхня охолодження в т. «z»	$F_{zv} = \frac{4 \cdot V_z}{D_{цв}} + 1,57 \cdot D_{цв}^2$	0,96	1,00	1,12	1,25	1,39	1,53	1,66	1,78				
6	Середня величина поверхні охолодження на ділянці «у-з»	$F_{срв} = \frac{F_{цс} + F_{zv}}{2}$	0,83	0,76	0,80	0,85	0,92	0,98	1,05	1,11				
7	Середній об'єм циліндра на ділянці «у-з»	$V_{ср} = \frac{V_c + V_z}{2}$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
8	Середня питома поверхня охолодження на ділянці «у-з»	$\beta = \frac{F_{срв}}{V_{срв}}$	28,64	26,51	27,69	29,62	31,79	34,03	36,27	38,49				

В розглянутому випадку навмисно вибрана циліндрична камера стиснення, що не відповідає дійсності. Це зроблено з метою, щоб зіставити розрахунки, які проведені для реальної схеми камери стиснення.

Таблиця 3.2. Алгоритм проведення мінімізації питомої поверхні охолодження циліндра з камерою згоряння за схемою «б»

№	Найменування	Розрахункова формула	V							
			2	4	6	8	10	12	14	16
1	Діаметр циліндра, м	$D_{\text{цв}} = \sqrt[3]{\frac{D_{\text{цв}}^2 \cdot S_6}{V}}$	0,63	0,50	0,44	0,40	0,37	0,35	0,33	0,31
2	Об'єм камери стиснення, м <sup>3</sup>	$V_c = \frac{0,785 \cdot D_{\text{цв}}^2 \cdot S_6 (1 - \psi_s)}{\varepsilon_d - 1}$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
3	Величина заглиблення частини камери стиснення у поршень (кришку циліндра), м	$h_k = 0,1 D_{\text{цв}}$	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03
4	Величина частини об'єму камери стиснення, яка заглиблена у поршень (кришку циліндра), м <sup>3</sup>	$V_k = \frac{\Pi \cdot h_k \left( \frac{D_{\text{цв}}^2}{4} + h_k^2 \right)}{6}$	0,010	0,005	0,003	0,002	0,002	0,002	0,001	0,001
5	Поверхня охолодження частини камери стиснення, заглиблених у кришку (або у поршень) циліндра, м <sup>2</sup>	$F_k = \Pi \cdot \left( \frac{D_{\text{цв}}^2}{4} + h_k^2 \right)$	0,32	0,20	0,16	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08
6	Поверхня охолодження циліндра у т. «с», м <sup>2</sup>	$F_c = \frac{4(V_c - V_k)}{D_{\text{цв}}} + F_k + 0,785 \cdot \frac{D_{\text{цв}}^2}{6}$	0,74	0,57	0,52	0,50	0,49	0,48	0,48	0,48
7	Об'єм циліндра в т. «z», м <sup>3</sup>	$V_z = \rho \cdot V_c$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
8	Поверхня охолодження циліндра в т. «z», м <sup>2</sup>	$F_z = \frac{4(V_z - V_k)}{D_{\text{цв}}} + F_k + 0,785 \cdot \frac{D_{\text{цв}}^2}{6}$	0,85	0,71	0,68	0,67	0,67	0,68	0,69	0,70
9	Середня величина поверхні охолодження циліндра на ділянці «y-z», м <sup>2</sup>	$F_{\text{cp}} = \frac{F_c + F_z}{2}$	0,80	0,64	0,60	0,58	0,58	0,58	0,58	0,59
10	Середній об'єм циліндра на ділянці «y-z», м <sup>3</sup>	$V_{\text{cp}} = \frac{V_c + V_z}{2}$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
11	Середня питома поверхня охолодження на ділянці «y-z», м <sup>-1</sup>	$\beta = \frac{F_{\text{cp}}}{V_{\text{cp}}}$	22,59	18,23	16,97	16,53	16,41	16,46	16,58	16,76



**Таблиця 3.3.** Алгоритм проведення мінімізації питомої поверхні охолодження циліндра з камерою згоряння за схемою «в»

№	Найменування	Розрахункова формула	v												
			2	4	6	8	10	12	14	16					
1	Діаметр циліндра для v-го варіанту, м	$D_{цв} = \sqrt[3]{\frac{D_{цб}^2 \cdot S_6}{v}}$	0,63	0,50	0,44	0,40	0,37	0,35	0,33	0,31					
2	Об'єм камери стиснення, м <sup>3</sup>	$V_c = \frac{0,785 \cdot D_{цб}^2 \cdot S_6 (1 - \Psi_s)}{\varepsilon_d - 1}$	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03					
3	Величина заглиблення частини камери стиснення у поршень (кришку циліндра), м	$h_k = 0,1 D_{цв}$	0,06	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03					
4	Величина частини об'єму камери стиснення, яка заглиблена у поршень (кришку циліндра), м <sup>3</sup>	$V_k = \frac{\Pi \cdot h_k \left( \frac{D_{цв}^2}{4} + h_k^2 \right)}{6}$	0,010	0,005	0,003	0,002	0,002	0,002	0,001	0,001					
5	Поверхня охолодження частини камери стиснення, заглибленої у кришку циліндра (поршень), м <sup>2</sup>	$F_k = \Pi \cdot \left( \frac{D_{цв}^2}{4} + h_k^2 \right)$	0,32	0,20	0,16	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08					
6	Поверхня охолодження циліндра у т. «с», м <sup>2</sup>	$F_c = \frac{4(V_c - 2 \cdot V_k) + 2 \cdot F_k}{D_{цв}}$	0,69	0,54	0,50	0,48	0,47	0,47	0,47	0,47					
7	Об'єм циліндра в т. «з»	$V_z = \rho \cdot V_c$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04					
8	Поверхня охолодження циліндра в т. «з», м <sup>2</sup>	$F_z = \frac{4(V_z - 2 \cdot V_k) + 2 \cdot F_k}{D_{цв}}$	0,54	0,51	0,53	0,54	0,56	0,58	0,60	0,62					
9	Середня величина поверхні охолодження на ділянці «у-з», м <sup>2</sup>	$F_{cp} = \frac{F_c + F_z}{2}$	0,62	0,53	0,51	0,51	0,52	0,53	0,53	0,55					
10	Середній об'єм циліндра на ділянці «у-з», м <sup>3</sup>	$V_{cp} = \frac{V_c + V_z}{2}$	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04					
11	Питома поверхня охолодження циліндра на ділянці «у-з», м <sup>-1</sup>	$\beta = \frac{F_{cp}}{V_{cp}}$	17,45	14,99	14,50	14,49	14,65	14,90	15,18	15,47					

Найбільш зручним редактором при проведенні мінімізації поверхні є Excel. Програма розрахунку може бути складена самостійно студентом.

### 3.2 Приклад побудови тривимірної моделі деталі двигуна на базі прийнятих конструктивних рішень

Враховуючи результати мінімізації питомої поверхні охолодження циліндра, будується модель деталі двигуна (втулка, поршень). Для цього використовується програма AutoCAD.

Нижче наведений алгоритм побудови тривимірної моделі втулки.

Робота розпочинається з використання шаблону, який містить необхідні початкові установки: межі креслення, одиниці вимірювання, шари, а також текстовий та розмірний стилі.

Побудова виконується в декілька етапів.

#### Підготовчий етап

Досліджуємо деталь, уявно розділяючи її на прості складові геометричні форми. Втулка циліндра має тільки поверхні обертання складної форми, тому її краще будувати за допомогою команди Revolve (Обертання).

Для зручності роботи треба ввести панелі інструментів: View (Вид), UCS (Системи координат), Solids (Тіла), Solids Editing (Редагування тіл).

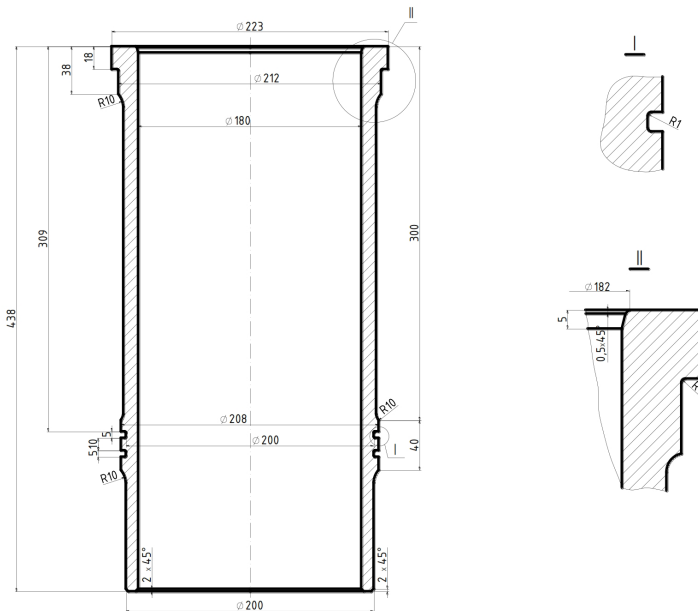


Рис. 3.4 Вихідні дані для побудови тривимірної моделі втулки циліндра

### Етап побудови елементів, які створюють контур втулки циліндра

В панелі інструментів UCS (Системи координат) вибираємо Front View (Фронтальний вид).

За приведеним кресленням втулки циліндра, дотримуючись розмірів всіх елементів, будуємо замкнутий контур та осьову лінію, які будуть використовуватись при виконанні команди Revolve (Обертання).

За допомогою команди Region (Область) об'єднуємо побудований контур в область.

### Етап створення твердотільного об'єкта

За допомогою команди Revolve (Обертання) виконуємо обертання замкненого контуру навколо вертикальної осі.

Панель: Solids.

Меню: Draw → Solids → Revolve.

Командний рядок: Revolve.

Після активації цієї команди треба:

1. Вибрати контур для обертання.

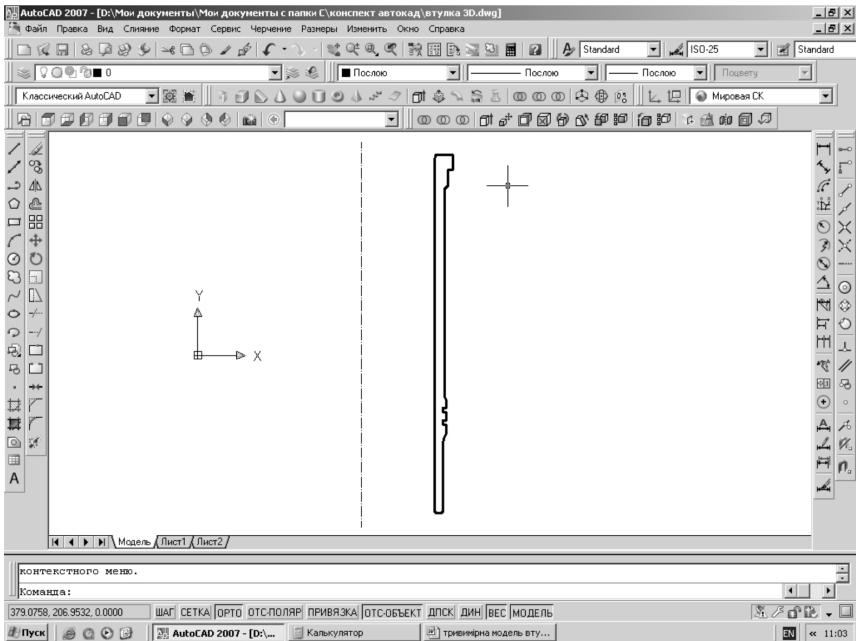


Рис. 3.5 Замкнений контур та осьова лінія, створені для виконання команди Revolve (Обертання)

2. Вказати дві точки на осі обертання.
3. Задати значення кута обертання (в даному випадку  $360^\circ$ ).

В панелі інструментів UCS (Системи координат) активізуємо ізометричний вигляд.

Для створення затіненого зображення з меню View вибираємо команду Shade. Після цього зображення моделі втулки циліндра має вигляд, показаний на рисунку 3.6.

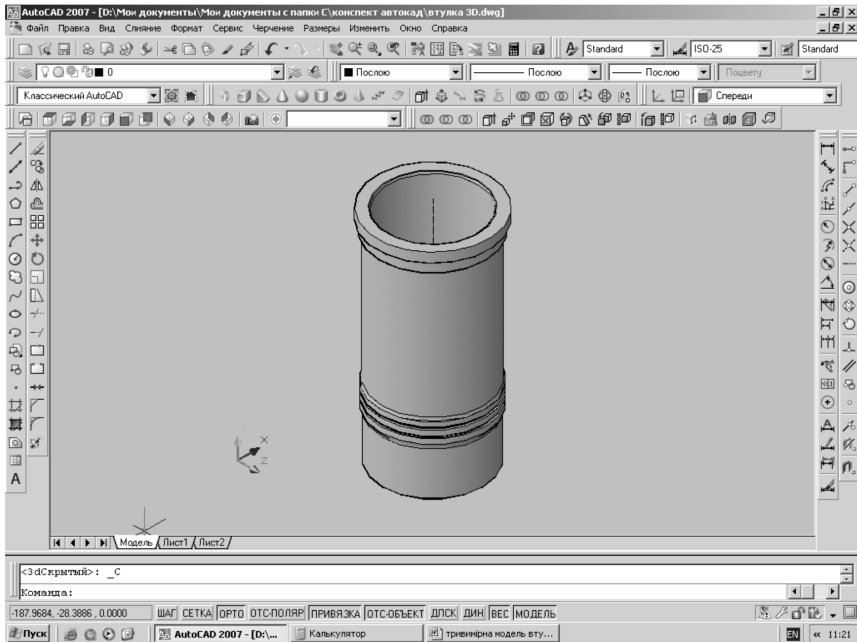
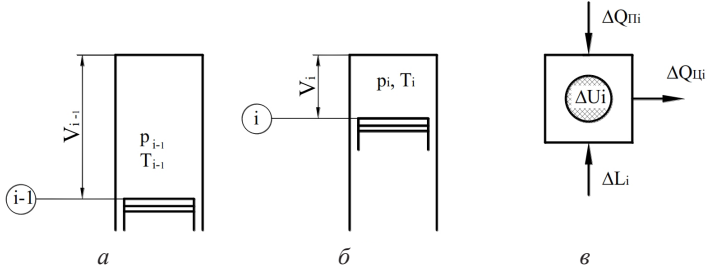


Рис. 3.6 Тривимірна модель втулки циліндра

### 3.3 Приклад створення термодинамічної моделі відокремленого індикаторного процесу двигуна

На рис. 3.7 наведена термодинамічна схема стану робочого тіла, на базі якої можна вести розрахунки.

Спираючись на схему «в», запишемо енергетичний баланс для робочого тіла (процес стиснення):



**Рис. 3.7.** Термодинамічна схема (модель) розрахунку робочого процесу для  $i$ -тої розрахункової ділянки:

$a$  — початковий стан робочого тіла;  $b$  — кінцевий стан робочого тіла;  
 $c$  — енергетичний баланс робочого тіла на протязі розрахункової ділянки

$$dU = dQ_{п} + dL - dQ_{ц}, \quad (1)$$

де  $U$  — внутрішня енергія робочого тіла, кДж;

$Q_{п}$  — теплова енергія, яка додається до робочого тіла за рахунок згоряння палива, кДж;

$L$  — механічна енергія, яка додається до робочого тіла, кДж;

$Q_{ц}$  — втрати теплової енергії через стінки циліндра, кДж.

Інтегруючи рівняння (1) в межах від стану  $(i-1)$  до стану  $i$ , отримаємо:

$$U_i - U_{i-1} = Q_{п,i-1} - Q_{п,i} + L_i - L_{i-1} - Q_{ц,i} + Q_{ц,i-1}, \quad (2)$$

або

$$\Delta U_i = \Delta Q_{п,i} + \Delta L_i - \Delta Q_{ц,i}. \quad (3)$$

В такому вигляді рівняння (3) є придатним для рішення його чисельними методами за допомогою ЕОМ.

Рівняння (3) описує робочий процес двигуна внутрішнього згоряння на всьому протязі, а його розв'язання дає інструмент для проведення практичних розрахунків робочих процесів двигунів.

Розкриємо складові рівняння (3) для  $i$ -тої розрахункової ділянки. В цьому разі індекс « $i-1$ » означає початок ділянки, а « $i$ » — кінець розрахункової ділянки.

$$\Delta U_i = q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_i \cdot c_{v,i} \cdot T_i - q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_{i-1} \cdot c_{v,i-1} \cdot T_{i-1}; \quad (4)$$

$$\Delta Q_{п,i} = \Delta x_i \cdot q_{ц} \cdot Q_{п} \cdot \chi; \quad (5)$$

$$\Delta L_i = 0,5 \cdot (p_i + p_{i+1}) \cdot (V_1 - V_2); \quad (6)$$

$$\Delta Q_{ц,i} = \Delta Q_{вт,i} + \Delta Q_{кр,i} + \Delta Q_{пр,i}; \quad (7)$$

де  $\Delta Q_{вт,i}$  — втрати теплоти через втулку циліндра, кДж;  
 $\Delta Q_{кр,i}$  — втрати теплоти через кришку циліндра, кДж;  
 $\Delta Q_{пр,i}$  — втрати теплоти через поршень, кДж;  
 $\Delta Q_{п,i}$  — теплова енергія, яка додається до робочого тіла за рахунок спалювання палива на протязі  $i$ -тої ділянки;  
 $q_{ц}$  — циклова подача палива, кг/цикл;  
 $L$  — дійсна молярна кількість повітря, потрібна для спалювання 1 кг палива, кмоль/кг;  
 $\gamma_r$  — коефіцієнт залишкових газів;  
 $\beta_{i-1}, \beta_i$  — коефіцієнт мольної зміни на початку та наприкінці розрахункової ділянки;  
 $c_{v,i-1}, c_{v,i}$  — дійсна ізохорна теплоємність газів на початку та наприкінці розрахункової ділянки, кДж/(кмоль·К);  
 $T_{i-1}, T_i$  — температура газів на початку та наприкінці розрахункової ділянки, К;  
 $\Delta x_i$  — частка палива, яке згоріло на протязі розрахункової ділянки;  
 $Q_H$  — нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;  
 $\chi$  — коефіцієнт якості згоряння палива (враховує неповноту згоряння, дисоціацію молекул та інше);  
 $p_{i-1}, p_i$  — тиск газу в циліндрі на початку та наприкінці розрахункової ділянки, МПа;  
 $V_{i-1}, V_i$  — об'єм робочого тіла на початку та наприкінці розрахункової ділянки, м<sup>3</sup>.

Визначимо зміст основних складових рівняння (1) у порядку їх застосування при розрахунках.

При визначенні довжини розрахункової ділянки найбільш зручно вибирати не приріст об'єму  $\Delta V$ , а зміну кута повороту кривошипу колінчатого валу  $\Delta\varphi_k$ .

Для визначення кінця розрахункової ділянки треба додати крок розрахунку  $\Delta\varphi_k$ , тобто

$$\varphi_{k,i} = \varphi_{k,i-1} + \Delta\varphi_k, \quad (8)$$

де  $\varphi_{k,i-1}$  — кут повороту кривошипу на початку розрахункової ділянки.  
 Об'єм робочого тіла на початку та наприкінці розрахункової ділянки:

$$V_{i-1} = V_c + F_{ц} \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos \varphi_{k,i-1}) + \frac{\lambda_{ш}}{4} (1 - \cos 2\varphi_{k,i-1}) \right], \text{ м}^3; \quad (9)$$

$$V_i = V_c + F_{ц} \cdot R \cdot \left[ (1 - \cos \varphi_{k,i}) + \frac{\lambda_{ш}}{4} (1 - \cos 2\varphi_{k,i}) \right], \text{ м}^3, \quad (10)$$

де  $V_c$  — об'єм камери стиску, м<sup>3</sup>;

$F_{\Pi}$  — площа поперечного перетину циліндру, м<sup>2</sup>;

$\lambda_{\text{ш}}$  — параметр кривошипно-шатунного механізму.

Частка палива, яке догоріло на початок та кінець  $i$ -тої розрахункової ділянок:

$$x_{i-1} = \kappa_{\Pi} \cdot \left(1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi_{\Pi,i-1}}{\varphi_z}\right)^{m+1}}\right); \quad (11)$$

$$x_i = \kappa_{\Pi} \cdot \left(1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi_{\Pi,i}}{\varphi_z}\right)^{m+1}}\right), \quad (12)$$

де  $\kappa_{\Pi}$  — коефіцієнт палива (приймається  $\kappa_{\Pi} = 0$  для процесів «чистого» стиснення та «чистого» розширення, а для процесу згоряння  $\kappa_{\Pi} = 1$ );

$\varphi_{\Pi,i-1}$ ,  $\varphi_{\Pi,i}$  — кути повороту кривошипу на момент початку та кінця  $i$ -тої розрахункової ділянки, рахуючи кути від моменту спалаху палива, град;

$\varphi_z$  — кут згоряння палива, град;

$m$  — показник характеру згоряння.

Коефіцієнт мольної зміни газу для початку і кінця  $i$ -тої розрахункової ділянки:

$$\beta_{i-1} = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \cdot x_{i-1}; \quad (13)$$

$$\beta_i = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \cdot x_i, \quad (14)$$

де  $\beta_0$  — теоретичний (хімічний) коефіцієнт мольної зміни.

Частка палива, яке згоряє на  $i$ -тій ділянці:

$$\Delta x_i = x_i - x_{i-1}. \quad (15)$$

Середня температура газів на протязі  $i$ -тої ділянки:

$$T_{\Gamma 1} = \frac{T_{i-1} + T_i}{2}, \text{ К}, \quad (16)$$

де  $T_{i-1}$  — температура газу на початку  $i$ -тої ділянки (відома з попередньої ділянки);

$T_i$  — температура газу наприкінці  $i$ -тої ділянки.

Ця величина є невідомою на даний момент, тому треба у першому наближенні прийняти  $T_i \approx T_{i-1} + (20 \dots 30 \text{ К})$ . В подальших розрахунках величина  $T_i$  буде уточнюватись.

Тиск газів наприкінці  $i$ -тої ділянки:

$$p_i = \frac{T_i}{T_{i-1}} \cdot \frac{V_{i-1}}{V_i} \cdot \frac{\beta_i}{\beta_{i-1}} \cdot p_{i-1}, \text{ МПа}. \quad (17)$$

Середній тиск газу на протязі  $i$ -тої розрахункової ділянки:

$$p_{\Gamma i} = \frac{p_{i-1} + p_i}{2}, \text{ МПа.} \quad (18)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від газу до внутрішньої поверхні циліндра на протязі  $i$ -тої розрахункової ділянки [4]:

$$\alpha_{\Gamma i} = 7,74 \cdot c_m^{0,33} \cdot p_{\Gamma i}^{0,5} \cdot T_{\Gamma i}^{0,5}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (19)$$

де  $c_m$  — середня швидкість поршня, м/с.

Коефіцієнти в рівняннях істинних теплоємностей на початку та наприкінці  $i$ -тої розрахункової ділянки:

$$a_{v,i-1} = \frac{23,967 \cdot (1,064 \cdot x_{i-1} + \gamma_r) + 20,699 \cdot [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_{i-1} + \gamma_r)]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + 0,064 \cdot x_{i-1}}, \quad (20)$$

$$b_{i-1} = \frac{0,00461 \cdot (1,064 \cdot x_{i-1} + \gamma_r)}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + 0,064 \cdot x_{i-1}} + \frac{0,00377 \cdot [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_{i-1} + \gamma_r)]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + 0,064 \cdot x_{i-1}}, \quad (21)$$

$$a_{v,i} = \frac{23,967 \cdot (1,064 \cdot x_i + \gamma_r) + 20,699 \cdot [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_i + \gamma_r)]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + 0,064 \cdot x_i}, \quad (22)$$

$$b_i = \frac{0,00461 \cdot (1,064 \cdot x_i + \gamma_r)}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + 0,064 \cdot x_i} + \frac{0,00377 \cdot [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_i + \gamma_r)]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + 0,064 \cdot x_i}. \quad (23)$$

Істина ізохорна теплоємність газу на початку та наприкінці  $i$ -тої розрахункової ділянки:

$$c_{v,i-1} = a_{v,i-1} + b_{i-1} \cdot T_{\Gamma,i-1}, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}; \quad (24)$$

$$c_{v,i} = a_{v,i} + b_i \cdot T_{\Gamma,i}, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \quad (25)$$

Середня величина теплосприймаючої поверхні втулки за час проходження  $i$ -тої ділянки:

$$\Delta F_{\text{вті}} = \frac{V_{i-1} + V_i}{2 F_{\text{ц}}} \cdot \pi \cdot D_{\text{ц}}, \text{ м}^2, \quad (26)$$

де  $F_{\text{ц}}$  — площа поперечного перерізу циліндру, м<sup>2</sup>;

$D_{\text{ц}}$  — діаметр циліндра, м.

Час проходження  $i$ -тої ділянки:

$$\Delta \tau_i = \frac{\Delta \varphi_{\text{к}}}{6 \cdot n}, \text{ с}, \quad (27)$$

де  $\Delta \varphi_{\text{к}}$  — крок розрахунку, кпк (кут повороту кривошипа);

$n$  — частота обертів колінчастого валу, хв<sup>-1</sup>.



Середня температура охолоджуючої води:

$$T_B = 273 + \frac{t_B^{\text{BX}} + t_B^{\text{ВИХ}}}{2}, \text{ К}, \quad (28)$$

де  $t_{\text{ВХВ}}, t_{\text{ВИХВ}}$  — температура входу та виходу охолоджуючої води з двигуна, °С.

Середня температура циркуляційного масла:

$$T_B = 273 + \frac{t_M^{\text{BX}} + t_M^{\text{ВИХ}}}{2}, \text{ К}, \quad (29)$$

де  $t_{\text{ВХМ}}, t_{\text{ВИХМ}}$  — температура циркуляційного масла на вході та виході з двигуна, °С.

Кількість теплової енергії, яка додається до газів при згорянні палива на  $i$ -тій ділянці:

$$\Delta Q_{\text{ц},i-1} = q_{\text{ц}} \cdot \Delta x_i \cdot Q_{\text{н}}, \text{ кДж}, \quad (30)$$

де  $Q_{\text{н}}$  — нижча теплота згоряння 1 кг палива, кДж/кг.

Кількість теплової енергії, що втрачається через бокову поверхню втулки на  $i$ -тій ділянці:

$$\Delta Q_{\text{вті}} = \frac{T_{\Gamma 1} - T_B}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma 1}} + \frac{\delta_{\text{вт}}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B}} \cdot \Delta F_{\text{вті}} \cdot \Delta \tau_i \cdot 10^{-3}, \text{ кДж}, \quad (31)$$

де  $\delta_{\text{вт}}$  — товщина стінки втулки, м;

$\lambda$  — коефіцієнт теплопровідності матеріалу втулки, Вт/(м·К);

$\alpha_B$  — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні втулки до води, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Кількість теплової енергії, що втрачається через днище кришки на  $i$ -тій ділянці:

$$\Delta Q_{\text{кр}i} = \frac{T_{\Gamma 1} - T_B}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma 1}} + \frac{\delta_{\text{кр}}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B}} \cdot \Delta F_{\text{ц}} \cdot \Delta \tau_i \cdot 10^{-3}, \text{ кДж}, \quad (32)$$

де  $\delta_{\text{кр}}$  — товщина днища кришки циліндра, м.

Кількість теплової енергії, що втрачається через днище поршня при його охолодженні маслом:

$$\Delta Q_{\text{пр}i} = \frac{T_{\Gamma 1} - T_B}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma 1}} + \frac{\delta_{\text{пр}}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_M}} \cdot \Delta F_{\text{ц}} \cdot \Delta \tau_i \cdot 10^{-3}, \text{ кДж}, \quad (33)$$

де  $\delta_{\text{пр}}$  — товщина днища поршня, м;

$\alpha_M$  — коефіцієнт тепловіддачі від днища поршня до масла, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Таким чином отримані всі залежності для розрахунків всіх втрат енергії, а також можливих притоків енергії до робочого тіла. Розрахунки за цими залежностями використовують для рівняння (3).

Роботу газів визначимо через середній тиск та рівняння стану:

$$\Delta L_1 = \frac{p_{i-1} + p_i}{2} \cdot (V_{i-1} - V_i) = 4,157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} \cdot q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_{i-1} \cdot T_{i-1} + 4,157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} \cdot q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_i \cdot T_i. \quad (34)$$

Після підстановки значень  $\Delta U_i$ ,  $\Delta L_i$ ,  $\Delta Q_{\text{пі}}$ ,  $\Delta Q_{\text{вт},i}$ ,  $\Delta Q_{\text{кр},i}$ ,  $\Delta Q_{\text{пр},i}$  в рівнянні енергетичного балансу (3) і розв'язання його відносно температури робочого тіла наприкінці  $i$ -тої ділянки ( $T_i$ ), яка попередньо приймалась як приблизна, отримаємо кінцеве рівняння для знаходження температури робочого тіла. Одночасно з температурою  $T_i$  додатково визначаються найбільш важливі параметри робочого тіла за рівняннями, які входять в загальний розрахунковий ланцюг:

$$T_i = \frac{\Delta Q_{\text{пі}} - \Delta Q_{\text{вт},i} - \Delta Q_{\text{кр},i} - \Delta Q_{\text{пр},i}}{q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_i \cdot \left( c_{v_i} - 4,157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} \right)} + \frac{q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_{i-1} \cdot \left( 4,157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} + c_{v,i-1} \right) \cdot T_{i-1}}{q_{ц} \cdot L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta_i \cdot \left( c_{v_i} - 4,157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} \right)}. \quad (35)$$

Останнє рівняння (35) є універсальним, тому що описує робочий процес двигуна внутрішнього згорання на усіх етапах його проходження.

Механізм розрахунку робочого процесу за цією формулою має бути таким:

1. Розрахунки слід починати з першої ділянки (початок процесу стиснення), для якої відомі параметри робочого тіла після наповнення циліндру ( $p_1 = p_a$ ,  $T_1 = T_a$ ).

2. Для отримання значення температури у другому наближенні  $T_2$  (це буде значення температури газів наприкінці першої розрахункової ділянки) слід прийняти значення  $T_2$  у першому наближенні (наприклад,  $T_2 \approx T_1 + 20$ ).

3. Прийняте значення  $T_2$  слід використовувати для розв'язання рівнянь в такій послідовності (8–33, 35).

4. Після отримання температури  $T_2$  із останнього рівняння його значення слід знову прийняти як друге наближення для розв'язання рівнянь в такій же послідовності.

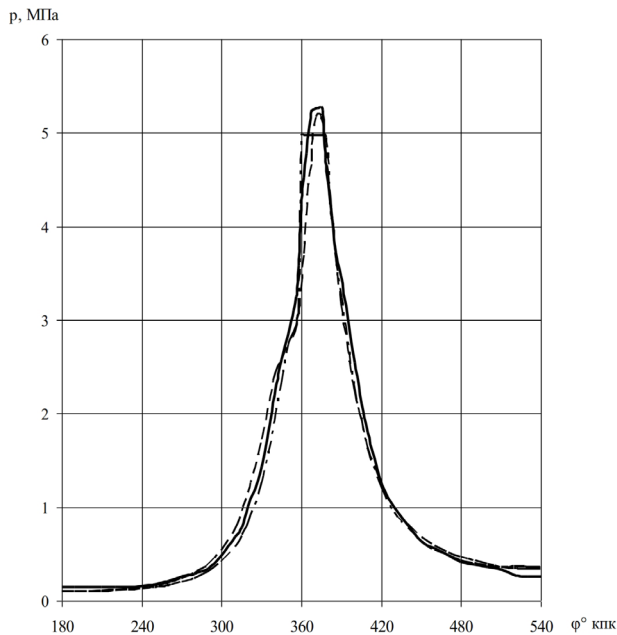
5. Якщо різниця між значеннями температури  $T_2$  для двох сусідніх наближень не буде перевищувати 5 К, процес наближення (ітерації) слід припинити, і останні значення всіх параметрів для цієї ділянки слід рахувати як такі, що досягли необхідної точності.

6. Після закінчення розрахунку параметрів для першої ділянки слід перейти до розрахунку параметрів для другої ділянки і так далі.

7. При цьому кінцеві параметри робочого тіла на попередній ділянці будуть початковими даними для наступної.

Використовуючи рівняння (35), були виконані розрахунки робочого процесу двигуна типу ЧН25/34 при його роботі на одному із часткових режимів навантаження. На рис. 3.8 наведена індикаторна діаграма, яка знята на працюючому двигуні, а також розрахункові діаграми, які побудовані за методом Гріневецького-Мазінга та альтернативним методом.

Співставлення діаграм показує, що характер робочого процесу для цих трьох випадків схожий. Найбільші відхилення мають місто при згорянні палива, що є зрозумілим, так як для метода Гріневецького-Мазінга для цієї частини процесу прийняті значні спрощення.



**Рис. 3.8.** Індикаторні діаграми:

— — реальна індикаторна діаграма двигуна; ····· розрахована за альтернативним методом; - · - · розрахована за методом Гріневецького-Мазінга

Попередні розрахунки за альтернативним методом інших більш форсованих двигунів показали, що розходження в результатах з класичним методом зростає з підвищенням ступеня форсування.

Принципи створення термодинамічної моделі відокремленого індикаторного процесу розроблялись на кафедрі СМЕ Херсонської філії НУК і базуються на законах збереження енергії маси робочого тіла. Отримана термодинамічна модель дозволяє проводити розрахунки індикаторного процесу двигуна, а також проводити дослідження зміни любого параметра робочого тіла у відповідності з часом проходження циклу. Наприклад, за допомогою цієї моделі можна прослідкувати за характером зміни деяких найбільш характерних складових енергетичного (теплого) балансу двигуна.

Також на основі моделі можна більш детально вивчити теплові втрати через втулку циліндра, кришку циліндра та днище поршня. Це дозволяє більш цілеспрямовано боротися з втратами теплової енергії. Прикладом цього може служити використання циліндрових втулок напіввиносного типу.

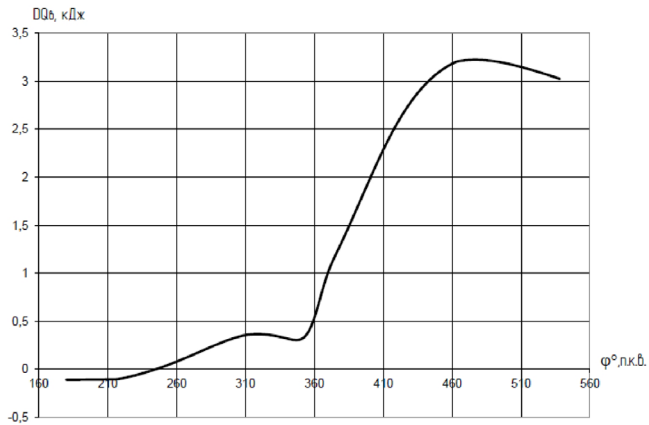
Вивчення теплових втрат при використанні термодинамічної моделі індикаторного процесу відкриває можливість проводити дослідження, пов'язані з підвищенням індикаторного ККД двигуна. При виконанні курсової роботи по вказівці викладача студент повинен виконати одне з можливих розрахункових досліджень, використовуючи термодинамічні моделі індикаторного процесу.

Нижче наведено приклад дослідження залежності тепловиділення у циліндрі при згорянні палива для двигуна типу ДКРН 60/195. Вхідними даними в такому випадку будуть такі:

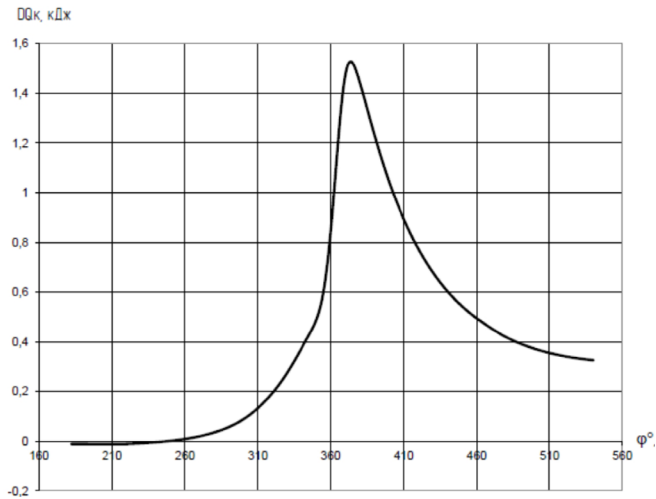
Розрахунок робочого процесу двигуна			
Діаметр циліндра, Dц н	0,64	Температура охолоджувальної води на вході в двигун, ТВВХ	75
Хід поршня, S м	0,77	Температура охолоджувальної води на виході із двигуна, ТВВД	85
Частота обертв колінчастого вала, N хв-1	400	Температура циркуляційного масла на вході в двигун, ТМВХ	65
Дійсна ступінь стиску, ED	15	Температура циркуляційного масла на виході після охолодження, ТМВД	72
Коефіцієнт надлишку повітря, AL	2,4	Нижча теплота згоряння умовного палива, QH кДж/кг	42700
Коефіцієнт залшкових газів, GR	0,01	Коефіцієнт теплоізоляції від поверхні деталей циліндра до охолоджуючої води, ALB Bт/(m <sup>2</sup> K)	2000
Стала КШМ, LШ	0,237	Коефіцієнт теплоізоляції від поверхні поршня до циркуляційного масла, ALM Bт/(m <sup>2</sup> K)	1000
Кут випередження спалаху, ФБС	2	Коефіцієнт теплопровідності матеріала деталей циліндра, LM Bт/(m K)	50
Кут повороту кривошипа від моменту спалаху до початку розрахункової ділянки, ФП1	0	Товщина стіни втулки циліндра, DBT м	0,04
Теоретично потрібна кількість повітря для спалення 1кг палива, L0	0,5	Товщина днища кришки, DKP м	0,04
Кут згоряння палива, ФZ	40	Товщина днища поршня, DCP м	0,04
Показник спалення, M	0,5	Тиск на початку розрахункової ділянки, P1 МПа	0,34
Кут повороту кривошипа на початку стиснення, ФК1	180	Температура на початку розрахункової ділянки, T1 K	330
		Крок розрахунку кривошипа при проходженні розрахункової ділянки, DOK град	2
КПД=	<input type="text"/>	<input type="button" value="Розрахувати"/>	
P)=	<input type="text"/>		
G)=	<input type="text"/>		
QC=	<input type="text"/>		

На базі даних по розрахунку автоматично друкуються графіки залежностей (див. рис. 3.9, 3.10).

За результатами цього розрахунку слід зробити висновки, в яких особливо вказати ланку повороту кривошипа, на якій виділилась найбільша кількість теплоти, що буде підставою такої організації охолодження, щоб теплові втрати на цій ланці мінімізувати.



**Рис. 3.9** Залежність теплових втрат через втулку циліндра двигуна від кута повороту колінчатого валу



**Рис. 3.10** Залежність теплових втрат через кришку циліндра двигуна від кута повороту колінчатого валу

Отримані дані по тепловиділенню у циліндрі можна використати при складанні теплового балансу двигуна, розглядаючи його змінені в часі (що є те ж саме, що й по куту обертання кривошипа колінчатого вала).

Таким же чином виконується розрахункове дослідження інших складових теплового балансу. Це виконується за вказівками викладача за допомогою комп'ютерної програми. Така програма, як було сказано раніше, є достатньо складною. Програма знаходиться на кафедрі СМЕ і використовується студентом за консультацією викладача.

Міністерство освіти та науки України  
Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
Херсонська філія

Кафедра суднового  
машинобудування  
та енергетики

КУРСОВА РАБОТА

з дисципліни "Основи комп'ютерного проектування ДВЗ"

(назва дисципліни)

на тему: Вибір раціональних співвідношень розмірів деталей та розрахункове дослідження процесів двигуна MAN 8L70MC-C8 за допомогою методів комп'ютерного проектування

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
напряму підготовки 050503  
спеціальності 6.05050304

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_  
Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова  
Херсонська філія

“Затверджую”  
Завідувач кафедри СМЕ, к.т.н., доцент  
Андрєєв А.А.  
“\_\_” \_\_\_\_\_ 201\_\_ р.

Завдання  
на виконання курсової роботи  
з дисципліни “Основи комп’ютерного проектування ДВЗ”

1. Тема роботи Вибір раціональних співвідношень розмірів деталей та розрахункове дослідження процесів двигуна (марка) за допомогою методів комп’ютерного проектування

ЗМІСТ ТА ОБСЯГ РОБОТИ:  
Розрахунково-пояснювальна записка

Вступ

Розділ 1. Загальна технічна характеристика двигуна

Розділ 2. Визначення мінімізованої поверхні охолодження циліндра, виходячи із співвідношення  $(S/D_{ц})$ . Зіставлення величини мінімізованої поверхні з реальним співвідношенням  $S/D_{ц}$  для ряду сучасних двигунів, які виробляються відомими фірмами.

Розділ 3. Визначення втрат теплової енергії в циркуляційну систему водяного охолодження циліндрів та в циркуляційну масляну систему при охолодженні поршнів двигуна та залежності деяких складових теплового балансу від кута повороту колінчатого вала

Розділ 4. Виконання комп’ютерного зображення вузла або деталі двигуна у тривимірному просторі на базі прийнятих конструктивних рішень

Висновки по кожному із розділів (2...5)

Список використаних літературних джерел

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА РОБОТИ

1. Графічне зображення результатів розрахункових досліджень (на базі термодинамічної моделі відокремленого індикаторного циклу або інших моделей) - (1 аркуш А2)
2. Тривимірне зображення вузла (деталі) двигуна - (1 аркуш А2)

Завдання видано “\_\_” \_\_\_\_\_ 201\_\_ р.

Термін захисту роботи “\_\_” \_\_\_\_\_ 201\_\_ р.

Виконавець: студент групи \_\_\_\_\_

Керівник роботи

викладач кафедри СМЕ

\_\_\_\_\_ Хоменко В.С.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 3008-95. Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення. — Введено вперше з 23.02.95. — К. : Держстандарт України, 1995. — 37 с.
2. ГОСТ 2.105-95. Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам. — Взамен ГОСТ 2.105\*79, ГОСТ 2.906-71. Введ. 07.01.1997. — К. : Госстандарт Украины, 1996. — 37 с.
3. *Ивин В. И., Лапушкин Н. А.* Математическое моделирование процессов в ДВС // Изв. вузов. Машиностроение. — 1987. — № 5. — С. 44–49.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд. — М. : Машиностроение, 1983. — 372 с.
5. *Самсонов В. И., Худов Н. И.* Двигатели внутреннего сгорания : Учебник. — М. : Транспорт, 1990. — 367 с.
6. *Уваров А. С.* AutoCAD для конструкторов. — М. : Горячая линия — Телеком, 2006. — 399 с.
7. *Гайдышев И. П.* Решение научных и инженерных задач средствами Excel, VBA и C/C++. — СПб. : БХВ-Петербург, 2004. — 504 с

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
1 Структура курсової роботи.....	4
2 Вимоги щодо оформлення курсової роботи.....	5
2.1 Правила оформлення пояснювальної записки.....	5
2.2 Правила оформлення графічної частини.....	7
3 Методичні рекомендації до виконання розділів курсової роботи.....	8
3.1 Створення конструктивної моделі циліндро-поршневої групи.....	8
3.2 Приклад створення термодинамічної моделі відокремленого індикаторного процесу двигуна.....	17
Додаток А.....	30
Додаток Б.....	31
Список використаних джерел.....	32