

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

А. Кер
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності роботи та ресурсних показників приводу
клапанів газового двигуна внутрішнього згоряння потужністю 610 кВт
Двигун – прототип: 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22з

Шин І.М.
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

Грабовенко О.І.
(підпис)

Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

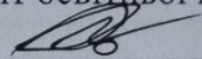
Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



(підпис)

«12» 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Шип Ігорю Миколайовичу

1. Тема роботи: Підвищення надійності роботи та ресурсних показників приводу клапанів газового двигуна внутрішнього згоряння потужністю 610 кВт

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 року за № 6.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні дані по роботі: Прототип 6ГЧН25/34 потужністю 550 кВт

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ, 1. Опис конструкції двигуна – прототипу; 2. Конструкторський розділ; 3. Розробка конструкції приводу клапанів; 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища

5. Перелік презентаційних матеріалів: 1. Загальна будова двигуна (СК) 2. Привід клапанів (СК); 3. Штовхач гідравлічний (СК); 4. Деталі штовхача гідравлічного (РК); 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ

1. Консультанти розділів роботи

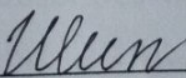
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

2. Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

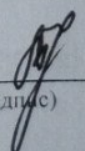
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна	25.01.2026	
2.	Розрахунок робочого процесу, теплового балансу та динаміки ДВЗ	06.02.2026	
3.	Побудова індикаторної діаграми та діаграм сил, діючих в КШМ	14.02.2026	
4.	Розробка конструкції приводу клапанів	27.02.2026	
5.	Розробка складального креслення двигуна	05.03. 2026	
6.	Розробка складального креслення приводу клапанів	15.03.2026	
7.	Розробка складального креслення штовхача гідравлічного	25.03.2026	
8.	Розробка робочих креслень деталей штовхача гідравлічного	14.04.2026	
9.	Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	02.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Шип І.М.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О.І.

Анотація

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи на тему «Підвищення надійності роботи та ресурсних показників приводу клапанів газового двигуна внутрішнього згоряння потужністю 610 кВт» складається із Вступу, 4 розділів та 6 Додатків - 2 специфікацій та 4 листа креслень формату А1.

В пояснювальній записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу проектного двигуна з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування вибраної конструкції приводу клапанів, виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектного двигуна. Також в бакалаврській роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ГЧН25/34 (поперечний переріз), креслення складальні приводу клапанів, штовхача гідравлічного, робочі креслення корпусу, повзуна та плунжера штовхача гідравлічного, а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, привод клапанів, надійність, ресурс, охорона праці.

Abstract

Explanatory note to the bachelor's thesis on the topic "Improving the reliability of operation and resource indicators of the valve drive of a gas internal combustion engine with a capacity of 610 kW" consists of an Introduction, 4 sections and 6 Appendices - 2 specifications and 4 sheets of A1 format drawings.

The explanatory note describes the design of the prototype gas engine 6GChN25/34, performs calculations of the working process of the designed engine with the determination of its main parameters, provides a justification for the selected valve drive design, performs the necessary calculations for the strength of the parts of the designed

engine. Also, the bachelor's thesis develops measures for labor protection and environmental protection, and makes general conclusions on the work performed.

The appendices to the explanatory note contain drawings of the 6GCHN25/34 engine (cross section), assembly drawings of the valve drive, hydraulic pusher, working drawings of the housing, slider and plunger of the hydraulic pusher, as well as force diagrams acting on the parts of the KSHM.

Keywords: gas engine, valve drive, reliability, resource, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34.....	9
2.КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	18
2.2 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми....	27
2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.....	30
2.4 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.....	35
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ	
3.1 Опис та аналіз конструкції механізмів газорозподілу.....	39
3.2 Опис конструкції механізму газорозподілу двигуна – прототипу.....	43
3.3 Опис конструкцій штовхачів приводу клапанів.....	46
3.4 Опис конструкції запроектованого гідравлічного штовхача.....	49
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці.....	51
4.2 Охорона навколишнього середовища.....	52
4.3 Заходи щодо зниження шуму і вібрації.....	53
4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	54
ВИСНОВКИ.....	57
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	59
ДОДАТКИ	
ДОДАТОК А Газовий двигун, поперечний розріз, СК., А1.....	61
ДОДАТОК Б Привід клапанів, СК., А1.....	62
ДОДАТОК В Штовхач гідравлічний, СК., А1.....	63
ДОДАТОК Г Корпус штовхача, повзун, плунжер, РК, А1.....	64
ДОДАТОК Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ, ІД, А1...	65

ВСТУП

Сучасний розвиток енергетики та промисловості характеризується зростанням вимог до ефективності, економічності та надійності енергетичних установок. Особливе місце серед джерел автономного та резервного енергопостачання займають газові двигуни внутрішнього згоряння, які широко застосовуються у складі когенераційних установок, електростанцій малої та середньої потужності, а також в промислових енергетичних комплексах. Їх популярність обумовлена високим коефіцієнтом корисної дії, можливістю використання різних видів газоподібного палива та відносно низьким рівнем шкідливих викидів.

Одним із найбільш відповідальних механізмів газового двигуна є газорозподільний механізм, зокрема привід клапанів, від надійності роботи якого значною мірою залежать техніко-економічні показники двигуна, його довговічність та безпечність експлуатації. Привід клапанів забезпечує своєчасне відкривання та закривання впускних і випускних клапанів, що безпосередньо впливає на якість наповнення циліндрів паливоповітряною сумішшю, процес згоряння палива, теплові навантаження деталей та загальну стабільність роботи двигуна.

У процесі експлуатації деталі приводу клапанів піддаються значним циклічним механічним та тепловим навантаженням, що призводить до поступового зношування поверхонь тертя, виникнення втомних пошкоджень та зниження ресурсу елементів механізму. Особливо це актуально для газових двигунів середньої потужності, які працюють у тривалих стаціонарних режимах та мають підвищені вимоги до безвідмовності роботи. Несправності у приводі клапанів можуть спричинити порушення фаз газорозподілу, зниження потужності двигуна, збільшення витрати палива, перегрів окремих вузлів та аварійні відмови.

У зв'язку з цим підвищення надійності роботи та ресурсних показників приводу клапанів газового двигуна є актуальним науково-технічним завданням. Розв'язання цього завдання можливе шляхом удосконалення конструкції окремих

елементів приводу, оптимізації параметрів їх роботи, застосування сучасних матеріалів та методів підвищення зносостійкості деталей.

Об'єктом дослідження у даній бакалаврській роботі є привід клапанів газового двигуна внутрішнього згоряння потужністю 610 кВт.

Предметом дослідження є конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на надійність роботи і ресурс елементів приводу клапанів.

Метою роботи є аналіз умов роботи приводу клапанів газового двигуна потужністю 610 кВт та розробка технічних рішень, спрямованих на підвищення його надійності та довговічності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- проаналізувати конструкцію та умови роботи приводу клапанів газового двигуна;
- визначити основні причини зношування та відмов елементів клапанного приводу;
- оцінити вплив експлуатаційних навантажень на ресурсні показники механізму;
- розробити заходи щодо підвищення надійності та довговічності деталей приводу клапанів;
- оцінити ефективність запропонованих технічних рішень.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання запропонованих конструктивних та технологічних заходів для підвищення ресурсу приводу клапанів газових двигунів, зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт, а також покращення експлуатаційних показників енергетичних установок.

Таким чином, тема бакалаврської роботи є актуальною та має важливе значення для підвищення ефективності та надійності роботи газових двигунів внутрішнього згоряння в сучасних енергетичних системах.

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 (рис.1) – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

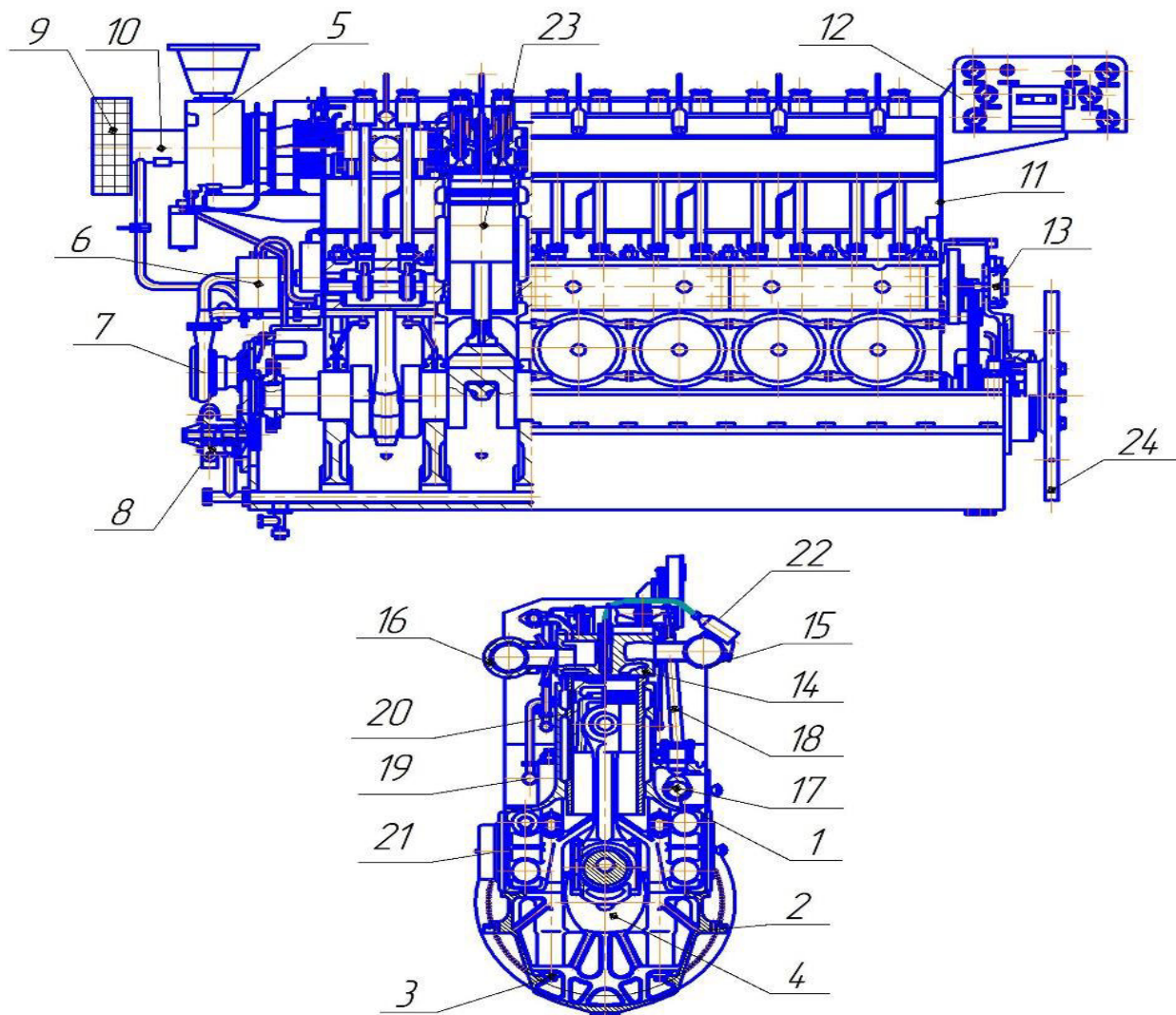


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

1 – блок-картер; 2 – фундаментна рама; 3 – анкерна шпилька; 4 – вал колінчастий; 5 – турбо-компресор; 6 – система вентиляції; 7 – насос водяний; 8 – насос масляний; 9 – фільтр – глушник; 10 – змішувач газу з повітрям; 11 – щит задній; 12 – щит приладів; 13 – розподільвач пускового повітря; 14 – кришка робочого циліндру; 15 – колектор впускний; 16 – колектор випускний; 17 – вал розподільний; 18 – привід клапанів; 19 – колектор подачі води; 20 – втулка циліндру; 21 – люк закриття; 22 – система запалювання; 23 – шатунно-поршнева група

Двигун складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стор0ні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів газового двигуна – прототипу.

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.2) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів.

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого вала.

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

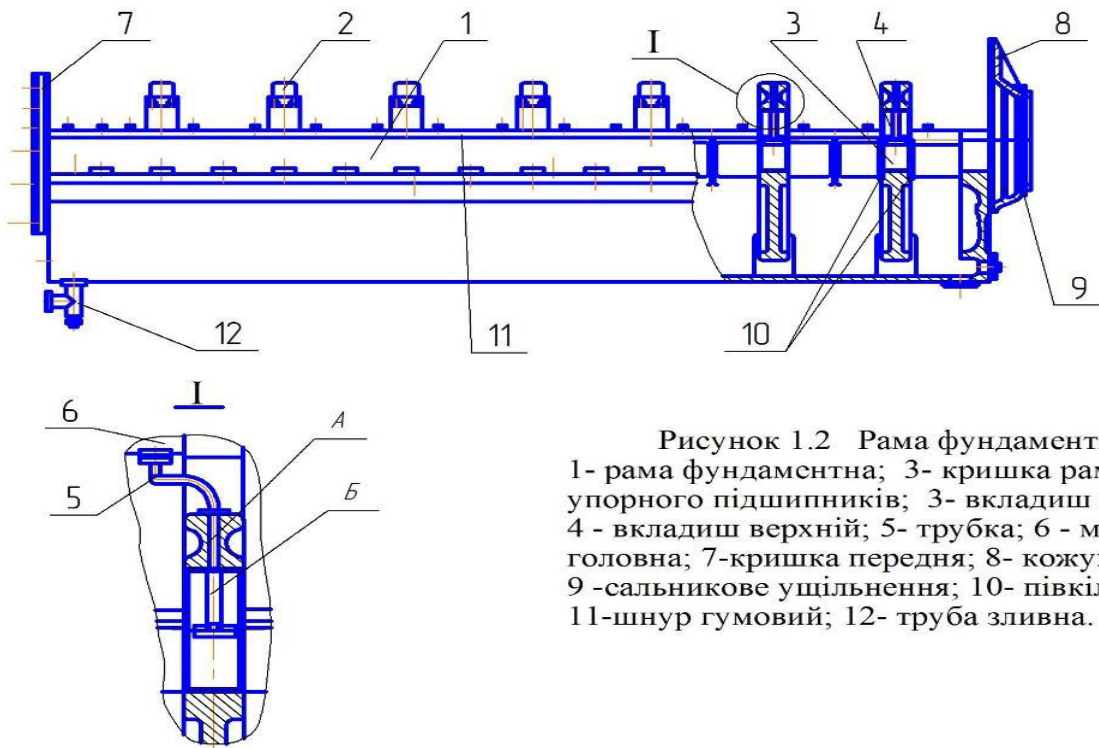


Рисунок 1.2 Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 3- кришка рамового і
упорного підшипників; 3- вкладиш нижній;
4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа
головна; 7-кришка передня; 8- кожух;
9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце;
11-шнур гумовий; 12- труба зливна.

Із сторони вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчатого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В днищі фундаментної рами по краях є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.2) сталі - алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкіля масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

1.2.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.3) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

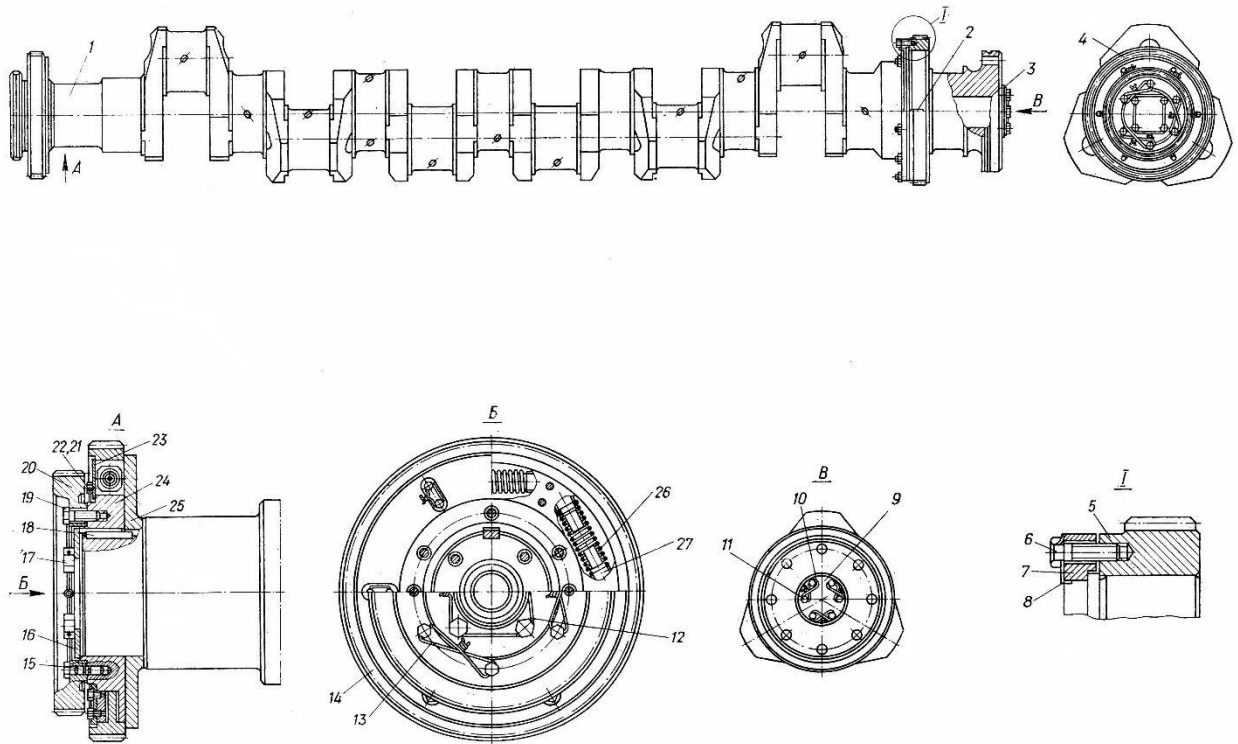


Рисунок 1.3 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом $\varnothing 10$; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту

та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінвалу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осьового переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис.1.4) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.5).

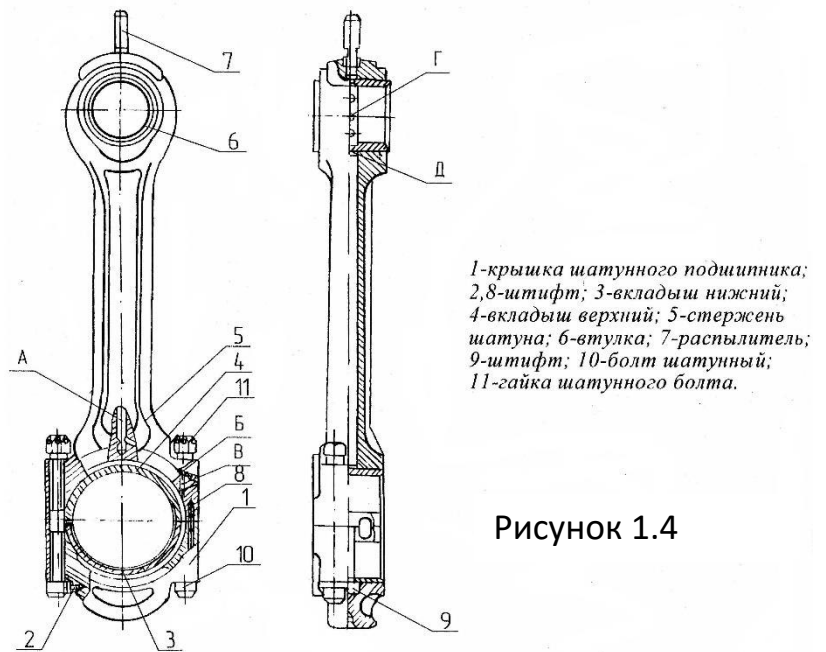


Рисунок 1.4

В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань поміж якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділki для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

Поршень (рис.5) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані стальним пустотілим поршнеvim пальцем 9.

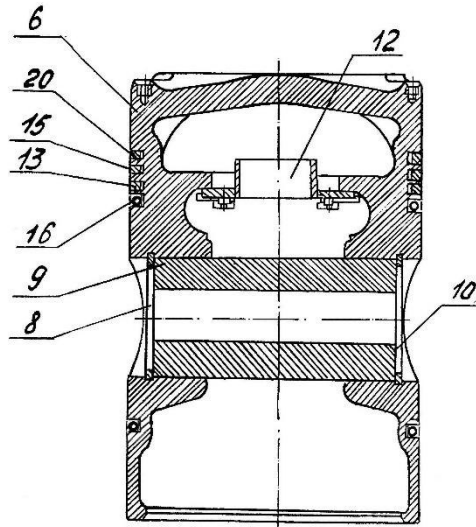


Рисунок 1.5 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма; 13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслос'ємне.

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслос'ємних кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслос'ємні кільця 11 коробчатого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 1,0 кг (без поршневих кілець).

2.1 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	610	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$D =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,71	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	190	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	183	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи: стиску	$n_1 =$	1,34	
розширення	$n_2 =$	1,23	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	33500	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %		В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95	$R_{\text{CH}_4} =$	0,95
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$	0,02
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	2	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$	0,02
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	1	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$	0,01
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$	0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0	$R_{\text{CO}_2} =$	0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$	0
азот	$\text{N}_2 =$	0	$R_{\text{N}_2} =$	0

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 18,39 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (nC_n H_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 1,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 2,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 1,5159 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 13,734 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \quad 18,430 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0024$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 372,7 K$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 60$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 312,7 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, \text{ K}$$

$$T_{\text{см}} = 319,6 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_\varepsilon$$

$$P_d = 180,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,047$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_n = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K}$$

$$T_d = 348,5 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 4215,7 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ K}$$

$$T_c = 775,1 \text{ K}$$

$$t_c = 502,1^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1,0023$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot m C_p m_Z \cdot t_Z - (m C_v m_{\text{см}} + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,0591$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1134$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,0822$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,7452$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$m C_{v_{\text{ме}}} = R_{\text{O}_2} \cdot m C_{v_{\text{O}_2}} + R_{\text{N}_2} \cdot m C_{v_{\text{N}_2}} + R_{\text{H}_2\text{O}} \cdot m C_{v_{\text{H}_2\text{O}}} + R_{\text{CO}_2} \cdot m C_{v_{\text{CO}_2}}$$

$$\text{для } \text{O}_2: m C_{v_{\text{O}_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } \text{N}_2: m C_{v_{\text{N}_2}} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } \text{CO}_2: m C_{v_{\text{CO}_2}} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } \text{H}_2\text{O}: m C_{v_{\text{H}_2\text{O}}} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$m C_{v_{\text{ме}}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 22,35$$

$$b = 602,71$$

теплоємність газового палива.

$$m C_{v_{\text{гп}}} = R_{\text{CH}_4} \cdot m C_{v_{\text{CH}_4}} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot m C_{v_{\text{C}_2\text{H}_6}} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot m C_{v_{\text{C}_3\text{H}_8}} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot m C_{v_{\text{C}_4\text{H}_{10}}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot m C_{v_{\text{C}_5\text{H}_{12}}} + R_{\text{CO}_2} \cdot m C_{v_{\text{CO}_2}} + R_{\text{N}_2} \cdot m C_{v_{\text{N}_2}}$$

$$m C_{v_{\text{CH}_4}} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m C_{v_{\text{C}_2\text{H}_6}} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$m C_{v_{\text{C}_3\text{H}_8}} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_4h_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{c_5h_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{гп} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{гп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{ме} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 502,09$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 251,04$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,156$$

$$b = 535,193$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,156$$

$$b = 267,596$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 268,222$$

$$B = 29,225$$

$$C = 50686,36 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1521,8 \text{ C} \quad T_z = 1794,8 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{кПа}$$

$$P_{\max} = 9784,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,32$$

$$\Delta\lambda = 7,95 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$P_{\text{в}} = 542,6 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\text{в}} = 1045,1 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\text{в}}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{в}}} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 834,6 \text{ К}$$

де $K' = 1,4$; $K'' = 1,35$ - емпіричні коефіцієнти.

Температура залишкових газів.

$$T_{\text{г}} = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{г}}}}}$$

$$T_{\text{г}} = 727,5 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{\text{г}} - T_{\text{р}}|}{T_{\text{г}}} \times 100 \% = 3,01 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ кПа}$$

$$P_{mi} = 1106,11 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{\text{см}} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_i = 0,25 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{П.СР} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР.} = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 131,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 974,30 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,88$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,382$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 0,281 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$B = 171,7 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,17 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,70 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,1 \text{ мм}$$

11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ Л}$$

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ KBm}$$

$$P_{ep} = 609,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{ep} = 609,7 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,09 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.2 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1, 106
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,22
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4.Ступінь стиску	ε	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,79
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,23
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	4,22	84,4	9,79	195,8
1,25	3,12	62,4	7,32	146,3
1, 5	2,44	48,8	5,81	116,3
2,0	1,66	33,1	4,05	80,9

2,5	1,22	24,5	3,05	61,1
3,0	0,96	19,2	2,43	48,5
4,0	0,65	13,0	1,69	33,8
5	0,48	9,6	1,28	25,5
7,0	0,31	6,1	0,83	16,7
9	0,22	4,3	0,61	12,2
10,5	0,18	3,5	0,50	10

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 237,5 \text{ мм}$
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$
4. Тиск залишкових газів $P_f = 0,183 \text{ МПа}$
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
6. Хід поршня $S = 0,34 \text{ м}$

7. Тиск в кінці стиску $P_c = 4,22 \text{ МПа}$

8. Максимальний тиск $P_{\max} = 9,79 \text{ МПа}$

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

$\varphi, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2, \text{мм}$
c, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	150	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,183/0,05 = 3,66 \text{ мм}$

Тиск газів у ВМТ $P_c' = 1,2 \cdot P_c = 1,2 \cdot 4,22 = 5,06 \text{ МПа};$ $P_c'/m_p = 5,06/0,05 = 112 \text{ мм}.$

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = 0,85 \cdot P_{\max} = 0,85 \cdot 9,79 = 8,34 \text{ МПа}$

$P_{zd}/m_p = 8,34/0,05 = 166,8 \text{ мм}.$

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,91 \text{ мм}$

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43 \text{ мм/мм}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм}.$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована в Додатку Д. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	609,5	кВт
$P =$	$n =$	750	хв-1
частота обертання колінвалу	$D =$	250	мм
діаметр циліндру	$S =$	340	мм
хід поршня:	$i =$	6	
число циліндрів:	$z =$	4	
коефіцієнт тактності:	$Q_H =$	33500	кДж/кг
нижча теплота згорання газу:	$B_{\Gamma} =$	171,7	$m^3 / год$
годинна витрата газу:	$\eta_i =$	0,43	
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38	
ефективний к.к.д.:	$M_1 =$	18,385	кмоль/кг
кількість свіжого заряду	$M_{\Gamma} =$	18,430	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$T_{ср.г.} =$	834,6	К
температура випускних газів	$T_d =$	348,5	К
температура на початку стиску	$mC''v =$	25,58	кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність продуктів згорання	$mC'v =$	21,84	кДж/(кмоль*К)
при постійному об'ємі:	$P_{mi} =$	1106,11	кПа
мольна теплоємність свіжого заряду			
при постійному об'ємі:			
середній індикаторний тиск:			

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_{Γ} - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1597,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 609,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 38,1 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 610 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,09 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ.} + W_{г.р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,025$$

$$Q_w = 199,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a = 0,088$ в $= 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 179,8 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 107,88 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 67,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 67,5 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 267,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу. $K = 1,5$

$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{мв}} = 4,19 \text{ кДж/(кг*град)}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\text{в}} = 6-10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\text{в}} = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0096 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}}$$

де $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,6 - 0,7$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$$

$$P_{\text{в.н.}} = 1,44 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1,44 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 268,6 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{T.П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 16,81 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_T = \frac{B_r}{3.6 \times 224} [M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$m\bar{C}_p'' = 32,01 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$m\bar{C}_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_T = 636,9 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_T = Q_T / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_T = 39,87 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{IT}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0705$$

тоді

$$Q_{MD} = 112,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 43,6 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - щільність масла

$C_{mm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0043 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ -механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,8$$

$$P_{m.n.} = 1,90 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 1,9 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 45,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,85 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_{\text{ра}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 37,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 2,32 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	609,5	38,1
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	268,6	16,8
теплота, яка виноситься випускними газами	636,9	39,9
теплота, яка відводиться маслом	45,5	2,9
невраховані теплові втрати	37,1	2,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1597,6	100

2.4 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

R – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $P_{\max}$	$h_{\max} = 215,8 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} = 9,79 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
э) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу	$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 750 / 30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені в Додатку Д графічної частини бакалаврської роботи.

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	РЦ	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,8	9,32	-103,77	-94,45	0,00	-94,45	0,00	3,8	-42,3	-38,5	0,0	-38,5	0,0
15	3,8	9,32	-98,19	-88,87	-5,67	-84,37	-28,48	3,8	-40,1	-36,2	-2,3	-34,4	-11,6
30	3,8	9,32	-82,37	-73,05	-9,05	-58,73	-44,36	3,8	-33,6	-29,8	-3,7	-24,0	-18,1
45	3,8	9,32	-58,89	-49,57	-8,76	-28,86	-41,24	3,8	-24,0	-20,2	-3,6	-11,8	-16,8
60	3,8	9,32	-31,40	-22,08	-4,81	-6,87	-21,52	3,8	-12,8	-9,0	-2,0	-2,8	-8,8
75	3,8	9,32	-3,81	5,51	1,35	0,12	5,67	3,8	-1,6	2,2	0,5	0,1	2,3
90	3,8	9,32	20,49	29,81	7,57	-7,57	29,81	3,8	8,4	12,2	3,1	-3,1	12,2
105	3,8	9,32	39,30	48,62	11,89	-24,07	43,88	3,8	16,0	19,8	4,9	-9,8	17,9
120	3,8	9,32	51,89	61,21	13,35	-42,16	46,33	3,8	21,2	25,0	5,4	-17,2	18,9
135	3,8	9,32	58,89	68,21	12,05	-56,75	39,71	3,8	24,0	27,8	4,9	-23,1	16,2
150	3,8	9,32	61,88	71,20	8,82	-66,08	27,96	3,8	25,2	29,0	3,6	-27,0	11,4
165	3,8	9,32	62,70	72,02	4,60	-70,76	14,20	3,8	25,6	29,4	1,9	-28,9	5,8
180	3,8	9,32	62,80	72,12	0,00	-72,12	0,00	3,8	25,6	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,8	9,32	62,70	72,02	-4,60	-70,76	-14,20	3,8	25,6	29,4	-1,9	-28,9	-5,8
210	3,9	9,57	61,88	71,45	-8,86	-66,30	-28,06	3,9	25,2	29,1	-3,6	-27,0	-11,4
225	4,1	10,06	58,89	68,95	-12,18	-57,37	-40,14	4,1	24,0	28,1	-5,0	-23,4	-16,4
240	4,6	11,28	51,89	63,17	-13,77	-43,51	-47,82	4,6	21,2	25,8	-5,6	-17,7	-19,5
255	5,5	13,49	39,30	52,79	-12,91	-26,14	-47,65	5,5	16,0	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	7,0	17,17	20,49	37,66	-9,56	-9,56	-37,66	7,0	8,4	15,4	-3,9	-3,9	-15,4
285	9,4	23,06	-3,81	19,25	-4,71	0,43	-19,81	9,4	-1,6	7,9	-1,9	0,2	-8,1
300	13,8	33,85	-31,40	2,46	-0,54	0,76	-2,39	13,8	-12,8	1,0	-0,2	0,3	-1,0
315	22,2	54,46	-58,89	-4,43	0,78	-2,58	3,69	22,2	-24,0	-1,8	0,3	-1,1	1,5
330	38,2	93,71	-82,37	11,34	-1,41	9,12	-6,89	38,2	-33,6	4,6	-0,6	3,7	-2,8
345	73,9	181,29	-98,19	83,10	-5,30	78,89	-26,63	73,9	-40,1	33,9	-2,2	32,2	-10,9
360	112,0	274,75	-103,77	170,98	0,00	170,98	0,00	112,1	-42,3	69,7	0,0	69,7	0,0
375	155,7	381,95	-98,19	283,76	18,10	269,41	90,93	155,8	-40,1	115,7	7,4	109,9	37,1
390	94,1	230,84	-82,37	148,47	18,40	119,38	90,17	94,2	-33,6	60,6	7,5	48,7	36,8
405	55,6	136,39	-58,89	77,50	13,69	45,12	64,48	55,6	-24,0	31,6	5,6	18,4	26,3
420	35,8	87,82	-31,40	56,42	12,30	17,56	55,02	35,8	-12,8	23,0	5,0	7,2	22,4
435	25,0	61,33	-3,81	57,52	14,07	1,30	59,20	25,0	-1,6	23,5	5,7	0,5	24,1
450	18,6	45,63	20,49	66,12	16,78	-16,78	66,12	18,6	8,4	27,0	6,8	-6,8	27,0

Продовження таблиці 2.5

465	15,3	37,53	39,30	76,83	18,79	-38,04	69,35	15,3	16,0	31,3	7,7	-15,5	28,3
480	14,0	34,34	51,89	86,23	18,80	-59,40	65,28	14,0	21,2	35,2	7,7	-24,2	26,6
495	12,4	30,42	58,89	89,31	15,78	-74,31	52,00	12,4	24,0	36,4	6,4	-30,3	21,2
510	10,5	25,76	61,88	87,64	10,86	-81,33	34,41	10,5	25,2	35,7	4,4	-33,2	14,0
525	8,4	20,61	62,70	83,31	5,31	-81,85	16,43	8,4	25,6	34,0	2,2	-33,4	6,7
540	6,9	16,93	62,80	79,72	0,00	-79,72	0,00	6,9	25,6	32,5	0,0	-32,5	0,0
555	4,7	11,53	62,70	74,23	-4,74	-72,93	-14,64	4,7	25,6	30,3	-1,9	-29,7	-6,0
570	3,7	8,95	61,88	70,84	-8,78	-65,73	-27,81	3,7	25,2	28,9	-3,6	-26,8	-11,3
585	3,6	8,83	58,89	67,72	-11,96	-56,34	-39,43	3,6	24,0	27,6	-4,9	-23,0	-16,1
600	3,6	8,83	51,89	60,72	-13,24	-41,82	-45,96	3,6	21,2	24,8	-5,4	-17,1	-18,7
615	3,6	8,83	39,30	48,13	-11,77	-23,83	-43,44	3,6	16,0	19,6	-4,8	-9,7	-17,7
630	3,6	8,83	20,49	29,32	-7,44	-7,44	-29,32	3,6	8,4	12,0	-3,0	-3,0	-12,0
645	3,6	8,83	-3,81	5,02	-1,23	0,11	-5,17	3,6	-1,6	2,0	-0,5	0,0	-2,1
660	3,6	8,59	-31,40	-22,81	4,97	-7,10	22,24	3,5	-12,8	-9,3	2,0	-2,9	9,1
675	3,6	8,83	-58,89	-50,06	8,84	-29,14	41,65	3,6	-24,0	-20,4	3,6	-11,9	17,0
690	3,6	8,83	-82,37	-73,54	9,11	-59,13	44,66	3,6	-33,6	-30,0	3,7	-24,1	18,2
705	3,6	8,83	-98,19	-89,36	5,70	-84,84	28,63	3,6	-40,1	-36,4	2,3	-34,6	11,7
720	3,6	8,83	-103,77	-94,94	0,00	-94,94	0,00	3,6	-42,3	-38,7	0,0	-38,7	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ КЛАПАНІВ

3.1 Опис та аналіз конструкції механізмів газорозподілу

3.1.1 Загальна характеристика механізмів газорозподілу

Механізм газорозподілу є одним із найважливіших вузлів двигуна внутрішнього згоряння. Його основне призначення полягає у забезпеченні своєчасного відкриття та закриття впускних і випускних каналів циліндрів відповідно до фаз робочого циклу двигуна. Від ефективності роботи механізму газорозподілу значною мірою залежать: потужність двигуна; паливна економічність; ступінь наповнення циліндрів; екологічні показники; ресурс і надійність двигуна.

Механізм газорозподілу забезпечує впуск свіжого заряду повітря або паливоповітряної суміші, випуск відпрацьованих газів. герметичність камери згоряння, необхідні фази газообміну.

У сучасних двигунах внутрішнього згоряння застосовуються переважно клапанні механізми газорозподілу, хоча в окремих випадках можуть використовуватися золотникові або комбіновані системи.

3.1.2 Основні елементи механізму газорозподілу

До складу механізму газорозподілу входять: розподільчий вал; кулачки газові; штовхачі; штанги; коромисла; клапани; клапанні пружини; напрямні втулки; сидла клапанів; привід розподільчого валу.

Кожний елемент виконує важливу функцію та працює в умовах високих динамічних навантажень, підвищених температур, тертя та зношування, вібраційних навантажень.

3.1.3 Принцип роботи механізму газорозподілу

Робота механізму газорозподілу синхронізована з обертанням колінчастого валу двигуна. Розподільчий вал обертається зі швидкістю, що у чотиритактному двигуні вдвічі менша за частоту обертання колінчастого валу.

Кулачки розподільчого валу періодично діють на штовхачі або коромисла, відкриваючи клапани. Після проходження кулачка клапан повертається у закриті положення під дією пружини.

Основними фазами газорозподілу є відкриття впускного клапана, закриття впускного клапана, відкриття випускного клапана, закриття випускного клапана. Для покращення газообміну застосовують перекриття клапанів, коли впускний і випускний клапани певний час відкриті одночасно.

3.1.4 Класифікація механізмів газорозподілу

- Нижньоклапанні механізми

У нижньоклапанних механізмах клапани розташовуються у блоці циліндрів. Переваги: проста конструкція; невисока вартість; компактність. Недоліки: складна форма камери згоряння; погане наповнення циліндрів; низька ефективність газообміну; обмеження частоти обертання. Нижньоклапанні двигуни використовувалися переважно у ранніх конструкціях автомобільних двигунів.

- Верхньоклапанні механізми

У верхньоклапанних двигунах клапани розміщуються у головці блока циліндрів.

Переваги: покращений газообмін; компактна камера згоряння; підвищений ступінь стиску; краща паливна економічність.

Саме верхньоклапанні системи стали основою сучасного двигунобудування.

3.1.5 Аналіз конструкцій приводів клапанів

- Механізм із нижнім розподільчим валом

У такій конструкції розподільчий вал розміщується в блоці циліндрів. Передача руху до клапанів здійснюється через штовхачі, штанги, коромисла. Переваги: простота; висока надійність; ремонтпридатність. Недоліки: велика маса рухомих деталей; значні інерційні сили; обмеження максимальної частоти обертання.

Такі системи часто застосовуються у суднових дизелях, тракторних двигунах, стаціонарних установках.

- Верхній розподільчий вал

Верхній розподільчий вал розміщується у головці блока циліндрів.

Переваги: менша маса приводу; зменшення інерційних навантажень; точніші фази газорозподілу; можливість роботи на високих обертах.

Недоліки: складніша конструкція; дорожче виготовлення; складніше технічне обслуговування.

- Двовальні системи

Система має два розподільчі вали: один для впускних клапанів; другий для випускних клапанів.

Переваги: можливість використання багатоклапанної схеми; покращення наповнення циліндрів; підвищення потужності; точніше керування клапанами.

Недоліки: складність конструкції; збільшення кількості деталей; висока вартість.

Двовальні системи широко застосовується у сучасних автомобільних двигунах.

3.1.6 Аналіз конструкцій клапанів

Клапани є найбільш теплонавантаженими деталями механізму газорозподілу. Розрізняють впускні клапани та випускні клапани.

Випускні клапани працюють при температурах до 700–900 °С.

- Конструкція клапана

Клапан складається з тарілки, стержня, фаски, торця стержня.

Для покращення охолодження деякі випускні клапани мають внутрішнє натрієве охолодження.

- Матеріали клапанів

Для виготовлення клапанів застосовують: жароміцні сталі; хромонікелеві сплави; спеціальні жаростійкі матеріали.

До клапанів висуваються наступні вимоги: теплостійкість; зносостійкість; корозійна стійкість; міцність; герметичність.

3.1.7 Клапанні пружини

Клапанні пружини забезпечують: закриття клапанів; надійне прилягання клапана до сидла; усунення ударів у приводі. Пружини працюють у режимі багатоциклових навантажень. Для виготовлення використовують високоякісні пружинні сталі, термічну обробку, дробоструминне зміцнення.

3.1.8 Напрямні втулки та сидла клапанів

- Напрямні втулки забезпечують: точне переміщення клапана; відведення теплоти; зменшення зношування. Для виготовлення напрямних втулок застосовують такі матеріали: чавун; бронза; металокераміка.

- Сидла клапанів

Сидла клапанів забезпечують герметичність камери згоряння.

До них висуваються наступні вимоги: жаростійкість; твердість; стійкість до ударних навантажень.

У сучасних двигунах застосовують вставні сидла із легованих сталей.

3.1.9 Аналіз приводів розподільчого валу

- Зубчастий привід

Переваги: висока точність; надійність; великий ресурс.

Недоліки: шумність; значна маса.

- Ланцюговий привід

Переваги: довговічність; компактність; можливість передавання великих навантажень.

Недоліки: розтягування ланцюга; потреба у натягувачах; шумність.

- Пасовий привід

Переваги: мала маса; низький рівень шуму; простота.

Недоліки: обмежений ресурс; небезпека обриву; чутливість до температури та мастила.

3.1.10 Багатоклапанні системи

Сучасні двигуни часто мають: 4 клапани на циліндр; 5 клапанів на циліндр.

Переваги: покращене наповнення; підвищення потужності; зменшення токсичності.

Недоліки: складність конструкції; складність ремонту.

3.1.11 Основні несправності механізмів газорозподілу

До основних несправностей належать: зношування кулачків; підгоряння клапанів; руйнування пружин; збільшення теплових зазорів; розтягування ланцюга; обрив ремня ГРМ; зношування напрямних втулок. Несправності призводять до зниження потужності, збільшення витрати палива, шумної роботи, втрати компресії.

3.2 Опис конструкції механізму газорозподілу двигуна - прототипу

Механізм газорозподілу призначений для управління впуском свіжого заряду газоповітряної суміші в циліндри двигуна та випуском відпрацьованих із них у відповідності з встановленими фазами газорозподілу.

В механізм входять: розподільчий вал з кулачковими шайбами, привід розподільчого валу, привід впускних та випускних клапанів.

3.2.1 Розподільчий вал

Розподільчий вал 1 (рис.3.7) сталевий, суцільний, змонтований на семи підшипниках для двигунів 6ГЧН25/34 та дев'яти – для 8ГЧН25/34, розташованих в порожнині під горизонтальною полкою блок-картера. Крайній до маховика підшипник опорно-упорний. На розподільчому валу на шпонках насаджені сталі кулаки із загартованою поверхнею впускні та випускні кулаки. Всі кулаки на розподільчому валу розташовані у визначеній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів. Фази газорозподілу для одного циліндру показані на рис.3.8. На конусний кінець валу на шпонці насаджена приводна шестерня 7, яка складається із маточини та зубчастого вінця, жорстко з'єднаних поміж собою призонними болтами. Від осевого зміщення шестерня втримується гайкою 18. До заднього торця валу за допомогою шпонки і болта кріпиться пусковий кулак 4.

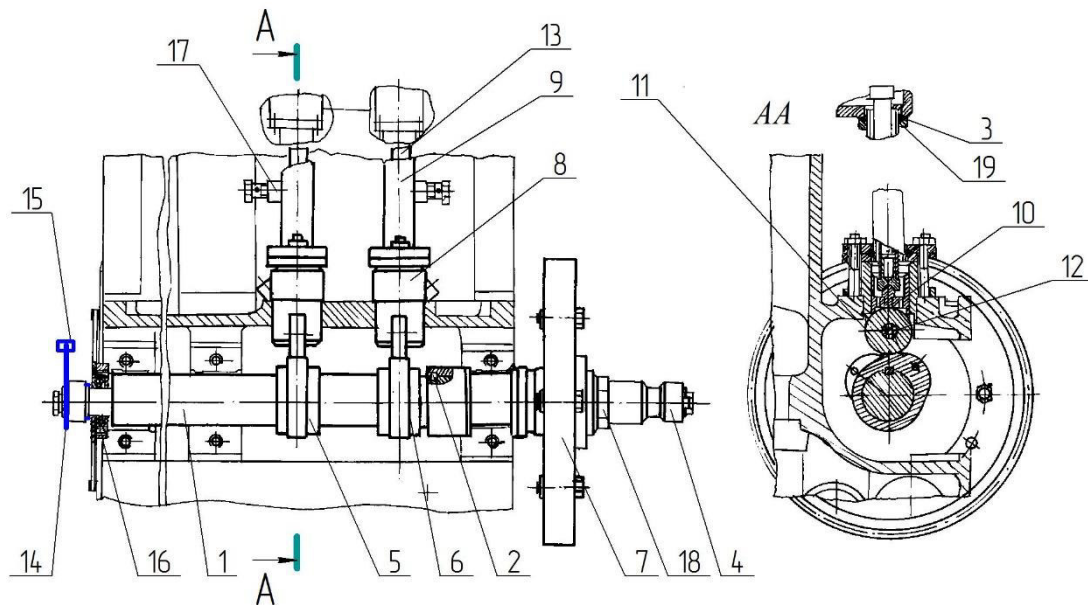


Рисунок 3.7 Привід клапанів.

*1 - вал розподільчий; 2 - прокладка (набір); 3 - кільце ущільнююче;
 4 - пусковий кулак; 5 - кулак впускний; 6 - кулак випускний;
 7 - шестерня розподільчого валу; 8 - штовхач; 9 - кожух; 10 - повзун;
 11 - ролик; 12 - ось; 13 - штанга; 14 - диск датчика; 15 - прапорець;
 16 - ущільнення; 17 - бобишка; 18 - гайка; 19 - фланець.*

На нульовій шийці розподільчого валу встановлений упорний підшипник (рис.3.9). Він складається із двох бронзових кілець 20, втулки 21, 2-х сталених півкілець 22, що входять в проточку валу, упорної втулки 23 та набору прокладок для регулювання 24, розташованих поміж сталеними півкільцями 22 та втулкою 21.

При складанні двигуна осьовий зазор розподільчого валу за допомогою прокладок 2 (24) встановлюється в межах 0,05 – 0,15 мм. По мірі зношування та збільшення осьового зазору до 0,25 мм необхідно кількість прокладок збільшити, щоб отримати вихідний зазор.

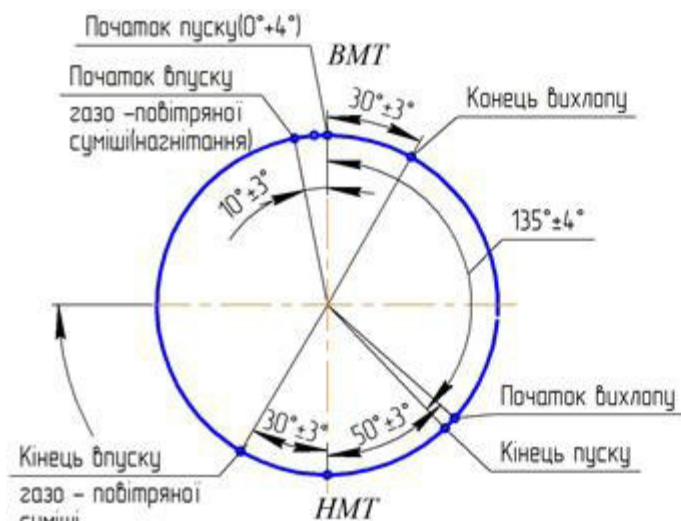


Рисунок 3.8 Діаграма фаз газорозподілу

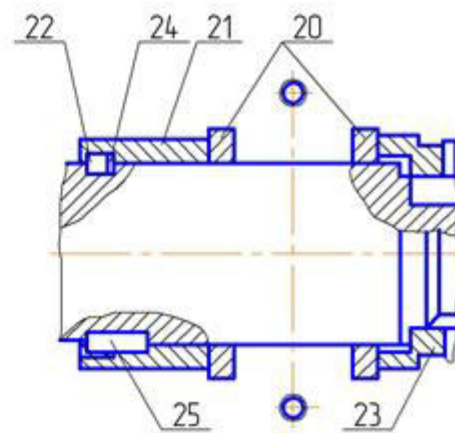


Рисунок 3.9 Упорний підшипник
20 - кільце; 21 - втулка;
22 - напівкільце; 23 - упорная втулка;
24 - набір прокладок; 25 - шпонка.

До переднього торця валу, після манжетного ущільнення, кріпиться на шпонці диск датчика 14 з пальцем 15, який при обертанні створює в зоні датчика імпульси, забезпечуючи цим роботу системи запалювання.

3.2.2 Привід клапанів

Привід впускних та випускних клапанів складається із штовхачів, штанг та коромисел. В корпусі штовхача (рис. 3.7) рухається повзун 10 з осю 12, на якій обертається ролик 11. В повзун запресований упор із загартованою кульовою поверхнею, на яку опирається нижній кінець штанги 13. Верхній кінець штанги упирається в опору коромисла.

При роботі двигуна кулаки розподільчого валу діють на ролики штовхачів, які в свою чергу, перекочуючись по профілю кулачкових шайб, перетворюють обертальний рух розподільчого валу в поступальний рух повзуна штовхача та періодично діють через упори, штанги, натискні болти на коромисла. Коромисла повертаються навколо вісей, встановлених в корпусах на кришках циліндрів, відкриваючи впускні та випускні клапани. Закриття клапанів та зворотній рух механізму приводу проходить під дією пружин клапанів.

Штанга 13 приводу клапанів розміщена в кожусі 9, який ущільнюється фланцями та гумовими кільцями 3. Штанга спільно із корпусом приводу утворює герметичну систему, що виключає викид продуктів згоряння в приміщення та надійне змащування пар тертя приводу клапанів. До кожухів 9 приварені бобики 17 до яких приєднуються трубки відведення масла від кришок циліндрів.

Масло для змащування повзуна, ролика та упору підводяться автономно від масляної мережі по каналу в корпусі штовхача, крім того, масло, що зливається з кришки циліндрів додатково змащує штовхач та ролик.

3.3 Опис конструкції штовхачів приводу клапанів

Штовхачі призначені для безпосередньої передачі руху клапанам (боковим) або штангам механізму газорозподілу. Штовхачі приймають на себе бокові сили, що передаються від кулачка розподільчого валу, внаслідок чого стержні та направляючі втулки як бокових, так і підвісних клапанів від цих сил розвантажуються.

В двигунах з боковими клапанами штовхачі виконують з верхніми та нижніми головками (рис.3.10,а); штовхачі підвісних клапанів можуть виконуватися з однією головкою (рис.3.10,б). По конструкції головки штовхача діляться на грибовидні (рис.3.10,а,б), циліндричні (рис.3.10,в) та роликові (рис.3.10,г). Роликові штовхачі застосовують переважно в середньо обертових двигунах. Поверхня тертя нижньої головки штовхача може бути плоскою (рис.3.10,б) та кульової (рис.3.10,а,б) форми.

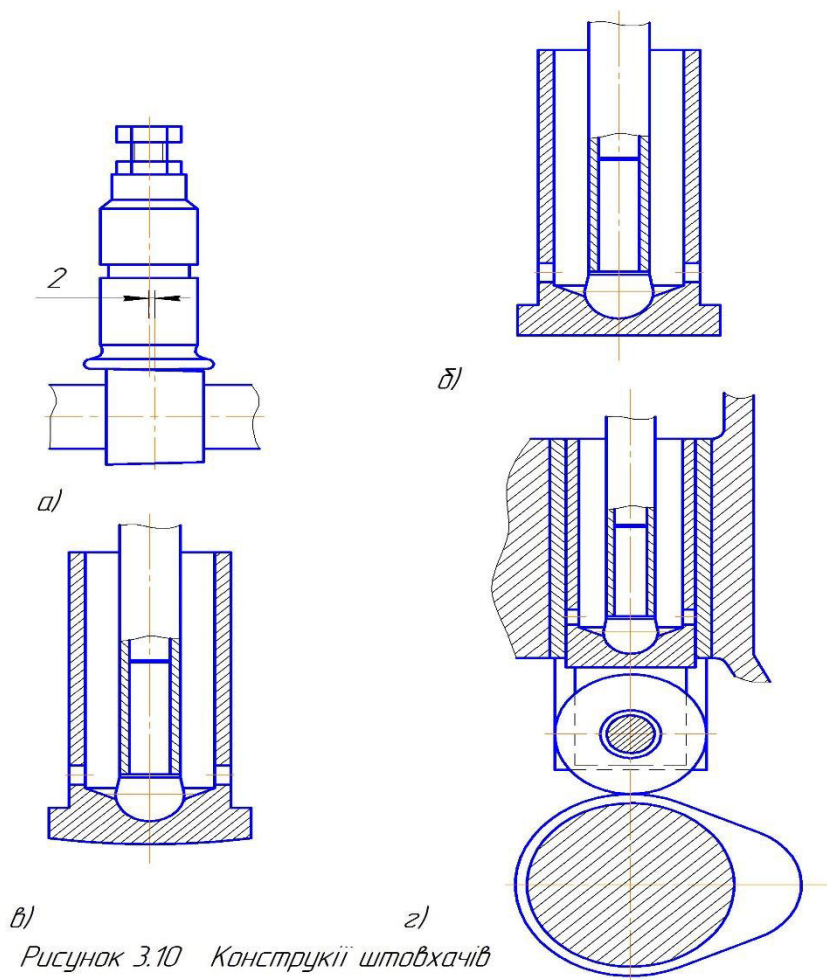


Рисунок 3.10 Конструкції штовхачів

Штовхачі з плоскими головками відрізняються простотою конструкції та меншою вартістю в порівнянні з роликowymi штовхачами, але дещо уступають штовхачам із кульовими головками по міжремонтним термінам. Штовхачі із кульовими головками (радіус кулі 700...1000мм) звичайно застосовують з кулачками, що мають незначну (6 – 12) конусність. Вісь штовхача в цьому випадку зміщують на 2...3 мм відносно середини кулачка (рис.3.10,а), що забезпечує обертання штовхача та більш рівномірне зношування його стержня та головки. Повертання бажане і для штовхачів з плоскими головками, але не повинно допускатися для роликowych штовхачів.

Направляючими для штовхачів можуть служити отвори в приливах блока, або ж отвори окремих секцій, що кріпляться до блоку циліндрів.

Для забезпечення щільності посадки клапана на сідло в двигунах передбачається пристрій для регулювання зазору поміж клапаном та затилком кулачка (при безпосередній дії кулачка на клапан); поміж клапаном та штовхачем (при бокових клапанах), або поміж клапаном та наконечником коромисла (при підвісних клапанах). Зазор звичайно регулюють за допомогою закручуваного у верхню частину штовхача, або в один із кінців коромисла при підвісних клапанах і закріплюється за допомогою контргайки болта (рис.3.10,а). Проте наявність зазорів (особливо підвищених) негативно впливає на роботу механізму газорозподілу, створюючи стукіт при підніманні та посадці клапана та збільшення зношування поверхонь, що контактують поміж собою. Особливо небезпечні удари клапана по сідлу, які приводять до руйнування опорної поверхні, втраті компресії, а у випускних клапанах - до прогоряння головки та сідла клапана. Із збільшенням зазорів погіршується також наповнення циліндрів двигуна.

Величина та характер зміни зазору залежать від температурного режиму роботи двигуна, конструкції механізму газорозподілу та матеріалу його деталей, а також від конструкції і матеріалів інших деталей двигуна.

Так, наприклад, зазори поміж боковим клапаном та штовхачем і затилком кулачка і верхнім клапаном при безпосередній дії кулачка на клапан із збільшенням температури збільшується. Це проходить тому, що при нагріванні довжина бокового клапана збільшується на більшу величину, ніж висота блоку, а довжина верхнього клапана – на величину більшу, ніж висота головки блоку та кронштейнів розподільчого валу.

На протилежність цьому в двигунах з верхніми кулачками та нижнім розподільчим валом (особливо в двигунах з повітряним охолодженням) зазор поміж клапаном та наконечником коромисла при підвищенні температури деталей збільшується. Це пояснюється тим, що при нагріванні двигуна збільшення висоти циліндра і головки двигуна є більшим, ніж подовження штовхача і штанги. При

цьому вісь закріпленого на головці циліндру коромисла піднімається відносно верхнього наконечника штанги і зазор, незважаючи на збільшення довжини клапана, збільшується.

Величина зазору в двигунах з боковими клапанами і двигунах з верхніми клапанами і нижнім розподільчим валом змінюється в межах 0,05...0,50мм, при чому менші значення (0,05...0,10 мм) мають місце в двигунах з повітряним охолодженням. Для випускних клапанів у зв'язку з більш високими температурами нагріву зазори встановлюють дещо більшими, ніж для впускних.

3.4 Опис конструкції запроектованого гідравлічного штовхача

Для зменшення зношування поверхонь сідла та тарілки клапана в механізмі приводу клапанів встановлюють гідравлічний штовхач. В цьому випадку зазор поміж стержнем клапана та роликом коромисла вибирається автоматично.

Гідравлічний штовхач, що працює без зазору, показаний на рис.3.11. В повзуні 2, який рухається в корпусі 1, запресований циліндр 3, всередині якого є плунжер 4, який постійно притискується пружиною 5 до штанги, і сідло 6 з кульовим клапаном 7, що закривається ковпачком 8. Внутрішня порожнина повзуна заповнюється маслом, яке підводиться із масляного трубопроводу через отвір А. У внутрішню порожнину Б циліндру 3 масло поступає при закритому клапані двигуна через сідло 6 та кульовий клапан 7. При швидкому підйомі штовхача кульовий клапан 7 закривається, тиск масла в порожнині Б різко збільшується і сила штовхача через плунжер 4 передається клапану двигуна. За час підйому та опускання клапана двигуна частина масла із порожнини Б витікає через зазори поміж плунжером та циліндром, що приводить до зниження тиску в цій порожнині і дозволяє плунжеру дещо опуститися та не перешкоджати посадці клапана на сідло. Витікання масла із порожнини Б компенсується маслом, що надходить через відкритий при цьому кульовий клапан 7 і сідло 6 із системи мащення двигуна по ніпелю 13.

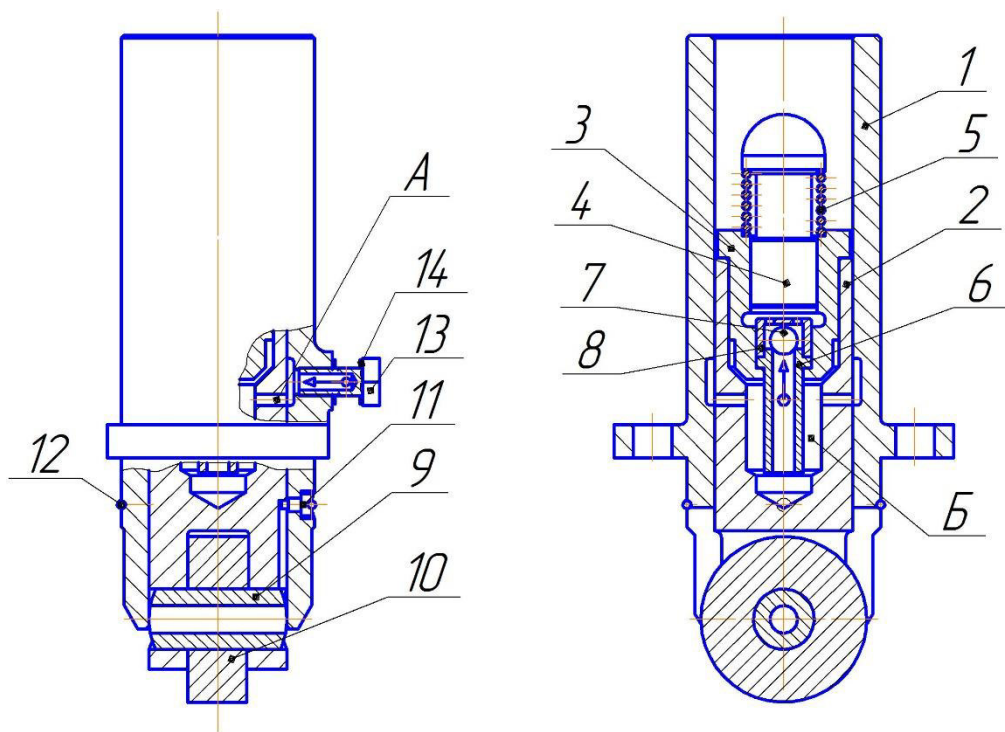


Рисунок 3.11 Штовхач гідравлічний

1 – корпус, 2 – повзун, 3 – циліндр, 4 – плунжер, 5 – пружина,
 6 – сидло, 7 – куля, 8 – ковпак, 9 – вісь, 10 – ролик, 11 – штіфт,
 12 – кільце стопорне, 13 – ніпель; 14 – прокладка, А – отвір,
 Б – порожнина.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності. Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

а) Газ та пари мастила.

Газ та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

б) Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

в) Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскороченням м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

г) Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового

повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.3 Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малошумних підшипників).

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медичинську аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися.

- за допомогою приборів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинної зали. Концентрація метану у повітрі 5 - 15% - вибухонебезпечна.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;

- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;

- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;

- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафам;

- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулений одяг.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна бакалаврська робота на тему "Підвищення надійності роботи та ресурсних показників приводу клапанів газового двигуна внутрішнього згоряння потужністю 610 кВт. Двигун-прототип 6ГЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН25/34, розробку механізму газорозподілу з детальним проектуванням конструкції штовхача гідравлічного, який забезпечує тривалу та надійну роботу клапанів газових та їх сідел. Бакалаврська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Запроектований газовий двигун 6ГЧН25/34 потужністю 610кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. Загальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на листі Додатку А графічної частини бакалаврської роботи.

У другому розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 610\text{кВт}$, паливо - природний газ) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Згідно результатів розрахунків робочого процесу задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_b = 0,19\text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,71$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку Д графічної частини роботи.

Головне місце в роботі займають розрахунки і розробка конструкції механізму газорозподілу. В пояснювальній записці приведений детальний опис розподільчого валу двигуна – прототипу, виконане обґрунтування конструкції запроектованого

механізму газорозподілу та розрахунок на міцність його деталей. В графічній частині проекту (листи Додатків В, Г, Д) розроблені складальні креслення механізму газорозподілу, штовхача гідравлічного та робочі креслення його деталей.

Зважаючи на те, що запроектований газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в магістерській роботі приділено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, зведення до мінімуму вібрації двигуна за рахунок підбору деталей КШМ з мінімальної різницею по масі.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
2. Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
3. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: підручник / за ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
4. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : підручник. Т. 1 / А. П. Марченко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – 384 с.
5. Тимошевський Б. Г. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / Б. Г. Тимошевський, В. С. Наливайко. – Миколаїв: НУК, 2013. – 100 с.
6. Марченко А. П. Динаміка двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / А. П. Марченко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – 300 с.
7. Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
8. Проскурін А. Ю. Основи технічної експлуатації двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / А. Ю. Проскурін, О. С. Митрофанов. – Миколаїв: НУК, 2021. – 210 с.
9. Марченко А. П. Системи керування двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – 420 с.
10. Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згоряння: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
11. Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згоряння. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.

- 12.Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
- 13.Малярєнко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
- 14.Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
15. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
- 16.Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Бойченко С. В. Екологічні аспекти сучасних двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник / С. В. Бойченко. – Київ: Центр учбової літератури, 2015. – 280 с.