

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

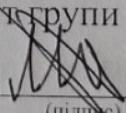
«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка елементів паливної системи газового двигуна потужністю 110 кВт, що працює на генераторному газу. Прототип – 6Ч13/14

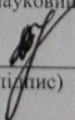
Виконав: студент групи 41-ЕМ-22


(підпис)

Мельник М.О.

Керівник роботи:

СТ. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Грабовенко О.І.

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 Мельник Микиті Олеговичу

1. Тема роботи: «Розробка елементів паливної системи газового двигуна потужністю 110 кВт, що працює на генераторному газу. Прототип – 6Ч13/14»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за №:

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6Ч13/14, номінальною потужністю 150 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6Ч13/14.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції елементів паливної системи

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧ13/14 (СК); 2. Система подачі палива (СП); 3. Камера змішувальна (СК); 4. Клапан (СК); 5. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки (ІД).

Консультанти розділів роботи

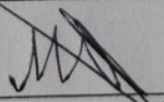
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

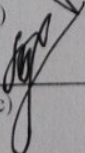
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна-прототипу	25.01.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	06.02.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок теплового балансу двигуна	21.02.2026	
4.	Проектування системи подачі газу	10.03.2026	
5.	Розробка організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	27.03. 2026	
6.	Розробка креслення газового двигуна 6ГЧ13/14	05.04.2026	
7.	Розробка креслення системи подачі газу	11.04.2026	
8.	Розробка креслення камери змішувальної	14.04.2026	
9.	Розробка креслення клапана	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	02.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Мельник М.О.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка елементів паливної системи газового двигуна потужністю 110 кВт, що працює на генераторному газу. Прототип 6Ч13/14» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 5 Додатків – 5 листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6Ч13/14, розрахований робочий процес газового двигуна 6ГЧ13/14 з визначенням його основних параметрів, приведені обґрунтування вибраної конструкції елементів паливної системи. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять специфікації на газовий двигун 6ГЧ13/14, камеру змішувальну, клапан; креслення газового двигуна 6ГЧ13/14 (поперечний переріз), схему системи подачі газу, камеру змішувальну, клапан, а також індикаторну діаграму та діаграми сил, що діють на КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, робочий цикл, система подачі газу, камера змішувальна, клапан, діаграми сил, охорона праці.

Annotation

Explanatory note to qualifying work on "Development of a gas supply system for a gas engine with a capacity of 110 kW operating on a generator gas. Prototype 6CH13/14 » consists of entry, 4 sections, conclusion and 5 applications - 5 sheets of drawings of A4 format.

In the text part of the explanatory note, a description of the prototype engine structure 6CH13/14 is a description of the operating process of the gas engine 6GCH13 / 14 with the definition of its basic parameters, a substantiation of the selected gas supply system is calculated. Also, the necessary calculations are made to the strength of the designed engine. At the end of the qualification work, labor protection and environmental measures have been developed, general conclusions are made on the work performed.

Annexes to the explanatory note contains specs on a gas engine 6GCH13/14, a mixing chamber, a valve; Drawing of a gas engine 6GCH13/14 (cross-section), a gas supply system diagram, a mixing chamber, a valve, as well as an indicator diagram and a diagram of forces operating on KCHM.

Keywords: gas engine, working cycle, gas supply system, mixing chamber, valve, power diagrams, labor protection.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6Ч13/14	10
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	16
2.2 Розрахунок теплового балансу.....	29
2.3 Динамічний розрахунок двигуна	34
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ	
3.1 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу.....	38
3.2 Розрахунок та проектування камери змішувальної.....	41
3.3 Опис конструкції запроектованої змішувальної камери	43
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених двигуном.....	46
4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна. що працює на генераторному газу.....	51
4.3 Захист навколишнього середовища від шкідливого впливу роботи газового двигуна на генераторному газу.....	49
ВИСНОВКИ	52
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	54

ДОДАТКИ

Додаток 1 Двигун газовий 6ГЧ13/14 (Поперечний розріз), СК, А1.....	56
Додаток 2 Принципова схема системи подачі генераторного газу, СК, А1....	57
Додаток 3 Камера змішувальна, СК, А1	58
Додаток 4 Клапан, СК, А1.....	59
Додаток 5 Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ, А1.....	60

..

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скорочення запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах різного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням парку двигунів внутрішнього згоряння. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива, що виробляються із поновлюваної сировини.

Для газифікації можуть бути використані різні види твердого палива (деревина, торф, викопне вугілля, антрацит, кокс). Паливо з великим вмістом мінеральних домішок, малою термічною та механічною міцністю і великою спікливістю для газифікації не придатне. Останнім часом у зв'язку з приділенням серйозної уваги питанням ресурсо - та енергозбереження проводяться комплексні дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з проектуванням та експлуатацією газогенераторів, призначених для роботи на відходах деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як на громадських об'єктах, так і для індивідуального застосування.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього згоряння практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію. Пояснюється це тим, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо високі: 400-450°C – у дизельних двигунів та 500-600 °C для газових двигунів.

Об'єктом дослідження бакалаврської роботи є елементи паливної системи газового двигуна потужністю 110 кВт при роботі на генераторному газу.

Предметом дослідження є конструктивні фактори елементів паливної системи, що впливають на надійність роботи газового двигуна на альтернативному паливі –генераторному газу.

Метою роботи є забезпечення надійної роботи газового двигуна 6ГЧ13/14 на генераторному газу. Для цього в кваліфікаційній роботі розроблена система подачі генераторного газу в циліндри двигуна та креслення складальні камери змішувальної та клапана, які дозволять регулювати роботу двигуна на різних видах генераторного газу.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання запропонованих конструктивних рішень при виготовленні камери змішувальної та клапана для системи подачі генераторного газу в циліндри двигуна.

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6Ч13/14

Двигун Ярославського моторного заводу (рис.1.1) 6Ч13/14 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів що обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун 6Ч13/14 має високі техніко-економічні показники: значну потужність, підвищений термін служби, експлуатаційну надійність і хорошу паливну економічність.

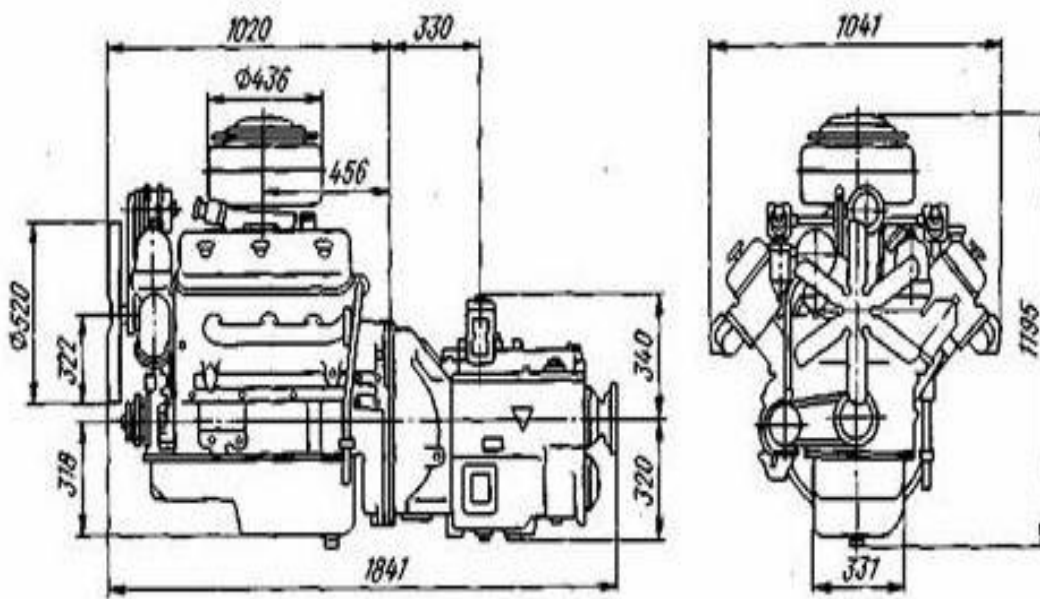


Рисунок 1.1
Габаритні
розміри
двигуна
6Ч13/14

Високі потужностні і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по чотиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує будь-яке задане число оборотів двигуна.

До основних особливостей конструкції двигунів ЯМЗ відносяться:

кут розвалу циліндрів, рівний 90°

дві взаємозамінні головки блоку циліндрів

повно опорний колінчастий вал із загальною шатуною шийкою для кожної пари шатунів центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів

У передній частині двигуна на кришці шестерень розподілу розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня масла в піддоні.

Водяний насос приводяться в дію ременем безпосередньо від шківів колінчастого валу двигуна.

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Генератор приводяться в дію ременем від шківів, встановлених на валу вентилятора.

На передньому торці блоку циліндрів з лівого боку розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентровою) очищення масла.

Поздовжній і поперечний розрізи двигуна 6Ч13/14 показані на рис. 1.2 і рис.1.3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок-картері. До переднього торця блоку болтами кріпляться лита коритоподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу вентилятора, паливного насоса і газорозподілу, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальних ліжках встановлений електростартер для пуску двигуна. На привалочну площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні

головки циліндрів, В головках циліндрів розташовуються клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Порожнини клапанних механізмів в головках

закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має маслоналивний патрубок, що слугує для заливки масла в двигун.

На бічних поверхнях головок із зовнішнього боку кріпляться випускні трубопроводи, а з боку розвалу — впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, утворюючими при закритих термостатах малий круг циркуляції рідини. Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр. У розвалі циліндрів розміщений паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа оборотів, паливopідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження впорскування палива.

Гільзи циліндрів, відлиті з високоміцного чавуна, вставляються у розточки блок-картера і притискаються по верхньому бурту головкою блока. Між зовнішніми поверхнями гільз та стінками блока виникає порожнина охолодження, для ущільнення якої на кожній гільзі знизу встановлена пара гумових кілець.

В головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – по одному впускному і одному випускному на кожний циліндр, а також форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стойки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

Клапани виготовлені із жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана направлений прошарок твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуна, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів із пористої металоцераміки мають хороші антифрикційні властивості при високій температурі поверхневого тертя.

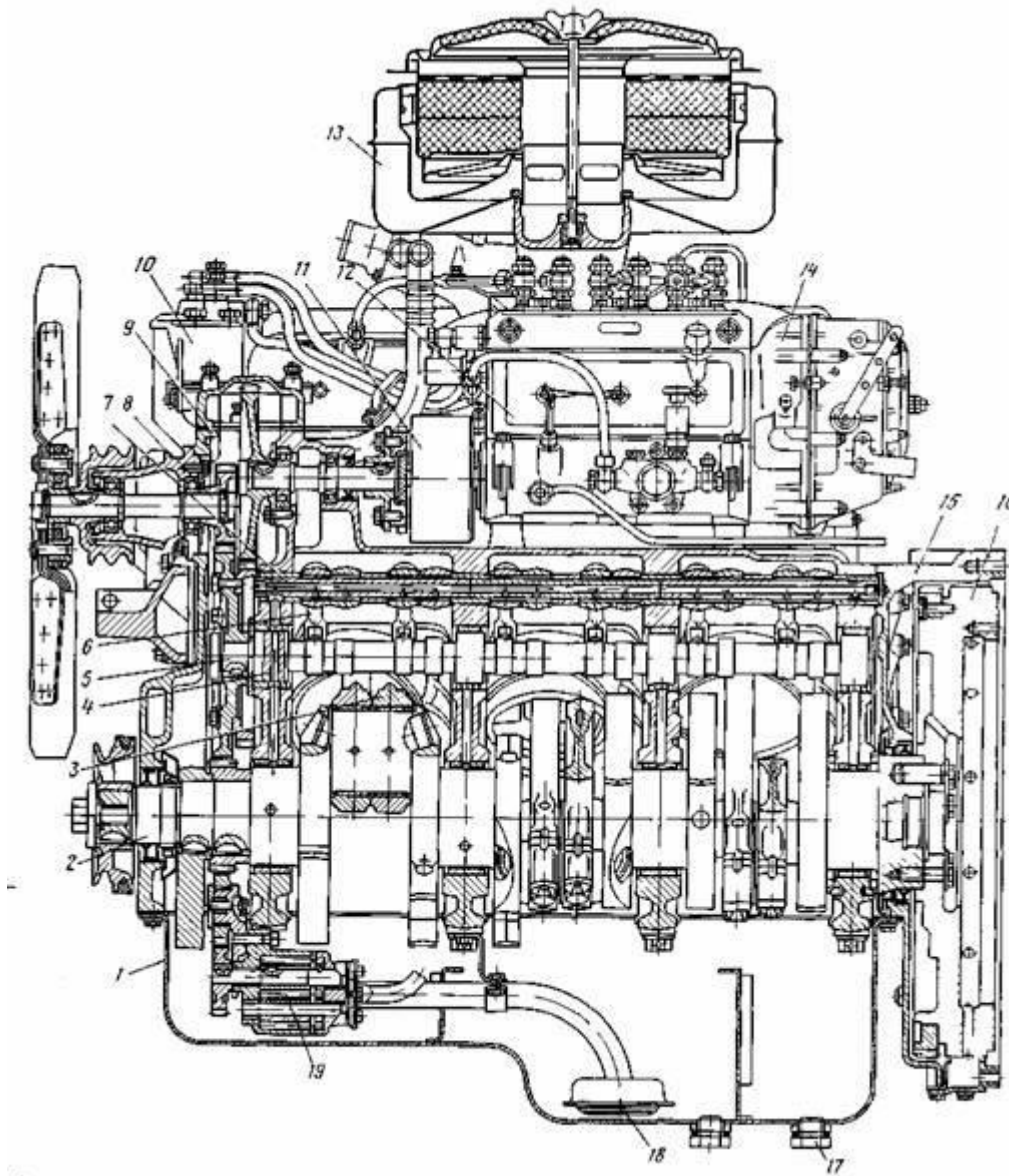
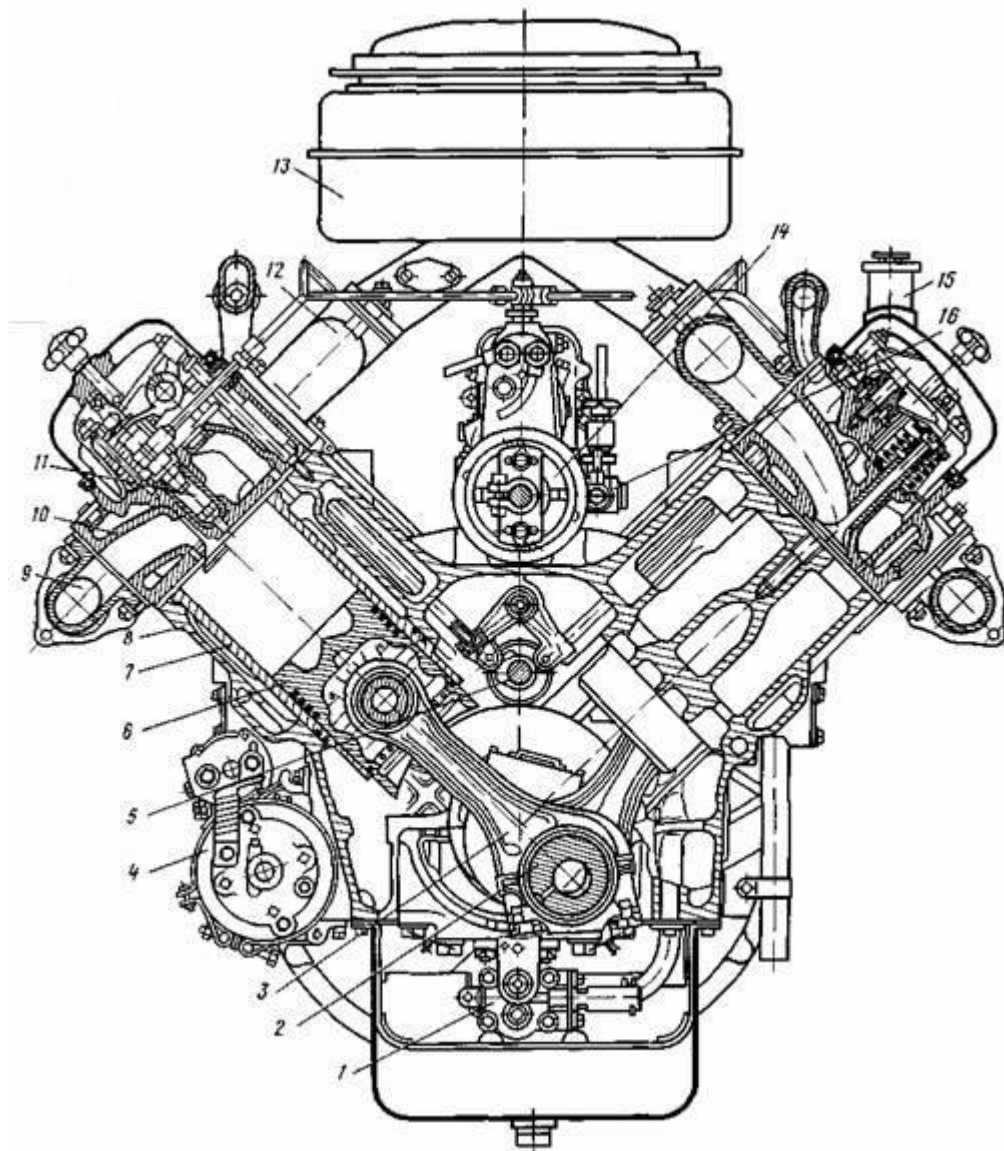


Рисунок 1.2 Поздовжній розріз двигуна 6Ч 13/14

1 — масляний картер ; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун ; 4 — блок циліндрів; 5 — розподільний вал; 6 — штовхачі штанг клапанів; 7 — вісь штовхачів; 8 — вал приводу паливного насоса; 9 — кришка розподільних шестерень; 10 — фільтр тонкого очищення палива, 11 — автоматична муфта випередження уприскування палива; 12 — паливний насос високого тиску; 13 — повітряний фільтр ; 14 — регулятор частоти обертання; 15 — картер маховика; 16 — маховик; 17 — пробка для спуску масла; 18 — маслозбірник; 19 — масляний насос.



Р и с у н о к 1.3 Попер ечн ий р озр із двигуна 6Ч 13/14

1 — масляний насос; 2 — колінчастий вал; 3 — шатун ; 4 — стартер ; 5 — розподільний вал; 6 — поршень; 7 — гільза циліндрів; 8 — блок циліндрів; 9 — випускний трубопровід; 10 — головка циліндрів; 11 — форсунка; 12 — впускний трубопровід; 13 — повітряний фільтр ; 14 — паливний насос високого тиску; 15 — маслозаливна горловина; 16 — паливopідкачуючий насос.

Кожний клапан має дві пружини. Тарілка пружини з'єднується з клапаном спеціальним замком, який забезпечує примусове провертання клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільчий вал — один на два ряди циліндрів, сталевий, штампований, розташований у верхній частині картера в поздовжній площині двигуна

Рух від кулачків, індивідуальних для кожного клапана, передається до клапанів роликowymi штовхачами.

Колінчастий вал виготовлений гарячою штамповкою зі сталі. До заднього торця колінчастого вала кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на валу двома призонними штифтами.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників виготовлені зі сталюї стрічки з антифрикційним шаром зі свинцевистої бронзи. У верхньому вкладиші підшипників проточена канавка для підвода мастила. Від провертання і осьового зміщення вкладиші фіксуються звичайним способом - штампованими на вкладишах виступами, які входять в пази, фрезеровані в опорах. Дві пари бронзових напівкільць, розташованих на четвертій опорі, створюють упорний підшипник колінчастого валу.

Шатуни двотаврового перерізу штампуються зі сталі. Поршневий підшипник шатуна представляє собою дві запресовані в його верхню головку втулки із антифрикційної бронзи. Масло для змащування підшипника підводиться від кривошипного підшипника по каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'їм під кутом 55° . Кришка цієї головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стикування кришки з шатуном плоска.

Поршні відлиті з висококремністого алюмінієвого сплаву. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який захищений від осьового зміщення стопорними пружинними кільцями. Три компресійних кільця трапецієвидного перерізу і одне маслоз'ємне розташовані у верхній частині поршня. Поверхня тертя верхнього кільця покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні створює камеру згоряння. Паливні форсунки закритого типу зміщені відносно вісі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧ13/14

1. Проектні параметри двигуна:

Ефективна потужність	$P_e = 110 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 140 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$

2. Вихідні дані для теплового розрахунку:

Тиск наддуву	$P_b = 100 \text{ кПа}$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 100 \text{ кПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 105 \text{ кПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 800 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 3$

Середнє значення показника політропи:

стиску	$n_1 = 1,36$
розширення	$n_2 = 1,24$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,83$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$
Нижча теплота згоряння генераторного газу	$Q_H = 5060 \text{ кДж/м}^3$

Склад генераторного газу в об'ємних долях:

Зодень	H_2	18	$R_{H_2} = 0,18$
--------	-------	----	------------------

Метан	CH ₄ =	2	R _{CH4} = 0,02
Етан	C ₂ H ₆ =	0	R _{C2H6} = 0
Пропан	C ₃ H ₈ =	0	R _{C3H8} = 0
Бутан	C ₄ H ₁₀ =	0	R _{C4H10} = 0
Пентан	C ₅ H ₁₂ =	0	R _{C5H12} = 0
Вуглекислота	CO ₂ =	12	R _{CO2} = 0,12
Оксид	CO=	19	R _{CO} = 0,19
вуглецю			
Азот	N ₂ =	49	R _{N2} = 0,49
Кисень	O ₂ =	0	R _{O2} = 0
Сірководень	H ₂ S=	0	R _{H2S} = 0

Газова постійна для:	кисню O ₂	R _{O2} = 269,8 Дж/(кг·град)
	азоту N ₂	R _{N2} = 297 Дж/(кг·град)
	метану CH ₄	R _{CH4} = 519,7 Дж/(кг·град)
	вуглекислого газу CO ₂	R _{CO2} = 189 Дж/(кг·град)
	сірководню H ₂ S	R _{H2S} = 244,5 Дж/(кг·град)
	водню	R _{H2} = 4157,2 Дж/(кг·град)

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_n H_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0.19 + 1.8) + (1 + 0.25 \cdot 4) \cdot 0.944 + (2 + 0.25 \cdot 6) \cdot 0.013 + (3 + 0.25 \cdot 8) \cdot 0 + (0.25 + 0.25 \cdot 10) \cdot 0.007 + (5 + 0.25 \cdot 12) \cdot 0.01 - 0] = 0.64 \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = 0.64 \text{ кмоль / кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1.5 \cdot 0.64 = 1.96 \text{ кмоль / кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2 :

$$M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum (n \cdot C_n \cdot H_m + \text{CO}_2) = 19 + (1 \cdot 0,944 + 0,12) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,12) + (4 \cdot 0,007 + 0,12) + (5 \cdot 0,01 + 0,12) = 0,81 \text{ кмоль}$$

Кількість H_2O :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum (0,5mC_n \cdot H_m + \text{CO}_2) = 18 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,12) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,12) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,12) + (0,5 \cdot 0,12) = 0,04 \text{ кмоль}$$

Кількість O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,5 - 1) \cdot 0,64 = 0,0675 \text{ кмоль}$$

Кількість N_2 :

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,5 \cdot 0,64 + 49 = 1,252 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,81 + 0,04 + 0,0675 + 1,252 = 2,169 \text{ кмоль}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 2,169 - 1,96 = 0,205 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{2,169}{1,96} = 1,1044$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{293 + 1,5 \cdot 0,64 \cdot 313}{1 + 1,5 \cdot 0,64} = 306,3 \text{ K}$$

де $T_r = 313 \text{ K}$ – температура генераторного газу

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{306,3 + 10}{313} \cdot \frac{105}{12,5 \cdot 0,95 - 105} = 0,038$$

18

де $P_d = 0.95 \times P_g = 0,95 \cdot 100 = 95,0 \text{ кПа}$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \cdot \frac{95,0}{100} \cdot \frac{306,3}{306,3 + 10 + 0,038 \cdot 313} = 0,91$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{306,3 + 10 + 0,038 \cdot 313}{1 + 0,038} = 334,1 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 95,0 \cdot 12,5^{1,36} = 2948,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 334,1 \cdot 12,5^{1,36 - 1} = 829,4 \text{ K} \quad t_c = 556,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,1044 + 0,038}{1 + 0,038} = 1,1005$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C v_m t_z - (m C v_m t_{cm}) \cdot t_c$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{0,81}{2,169} = 0,3734$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{0,04}{2,169} = 0,0184$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{0,0675}{2,169} = 0,0311$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{1,252}{2,169} = 0,5770$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$mCv_{m\zeta} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$mCv_{me} = 0,0311 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,5770 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,0184 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,3734 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{me} = a + b 10^{-5} T_z = 13,02 + 296,26 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 13,02$$

$$b = 296,26$$

Теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{п}} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot \\ \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

Мольна теплоємність складових газового палива.

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c$$

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

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

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{\text{п}} = a + b 10^{-5} T_z = 13,56 + 456,37 10^{-5} T_c$$

$$\text{де: } a = 13,56$$

$$b = 456,37$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі..

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{en} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{m3} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{44,302 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,5 \cdot 0,64 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,5 \cdot 0,64)} \cdot \frac{0,038 \cdot (1 + 1,5 + 0,64)}{(1 + 0,038)}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 16,77 + 333,74 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 16,77$$

$$b = 333,74$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T = 16,77 + \frac{166,87}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 16,77 + 166,87 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 16,77$$

$$b = 166,87$$

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.

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,294 + 550,287 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 29,294$$

$$b = 550,287$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z».

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,294 + \frac{275,143}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

$$\text{де: } a = 29,29$$

$$b = 275,14$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - c = 302,798 \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + 32,238 \times t_z - 69549,29 = 0$$

$$\text{де : } A = 302,79$$

$$B = 32,23$$

$$C = 69549,3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-32,238 + \sqrt{32,23^2 + 4 \cdot 302,79 \cdot 10^{-5} \cdot 69549,3}}{2 \cdot 302,79 \cdot 10^{-5}} = 2112,5$$

$$T_z = 2112,5 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,1005 \cdot 2948,0 \cdot 2112,5 / 829,4 = 8262,8 \text{ kPa}$$

$$P_{\max} = 8262,8 \text{ kPa}$$

Ступінь підвищення тиску.

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{8262,8}{2948,0} = 2,80$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,80 - 2,15|}{2,80} 100\% = 6,57\%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,1005 \cdot 2112,5}{2,80 \cdot 829,4} = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення. $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1} = 12,5$

Тиск в кінці розширення.

$$P_e = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8262,8}{12,5^{1,24}} = 360,5 \text{ kPa}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2112,5}{12,5^{1,24-1}} = 1152,2K$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{cp.g.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1152,2}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{105}{360,5} \right] = 906,9K$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1152,2}{\sqrt{\frac{360,5}{105}}} = 763,8K$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|763,8 - 763,8|}{763,8} \times 100\% = 4,53\%$$

8. Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$K = \frac{0,95 \cdot 2948,0}{12,5 - 1} \cdot \left[3 \cdot (1 - 1) + \frac{3 \cdot 1}{1,24 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,24-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,36-1}} \right) \right] = 888,86 \text{ кПа}$$

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,5 \cdot 0,64) 306,3 \cdot 888,86}{5060 \cdot 95,0 \cdot 0,91 \cdot 22,4} 4,186 = 0,45$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3600}{5060 \cdot 0,45} = 1,57 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,098 + 0,0128 \cdot V_{п.ср} = 0,098 + 0,0128 \cdot 7,0 = 170,6 \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \cdot n}{30} = \frac{0,14 \times 1500}{30} = 7,0 \text{ м / с}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 888,86 - 170,6 = 718,26 \text{ кПа}$$

Механічний ККД.

$$\eta_M = \frac{718,26}{888,86} = 0,81$$

Ефективний ККД.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,45 \cdot 0,81 = 0,366$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{1,57}{0,81} = 1,945 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e = 1,945 \cdot 100 = 194,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{St} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{718,26 \cdot 1500} = 11,14 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{11,14}{6} = 1,86 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,86}{3,14 \times 1,077}} = 130,0 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт пропорційності.

$$m = \frac{S_{PP}}{D_{ггв}} = \frac{140}{0,13} = 1,077$$

Хід поршня.

$$S = m \times D = 1,077 \cdot 130,0 = 140,0 \text{ мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 130^2 \cdot 140 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 11,14 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{11,14}{6} = 1,86 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{718,26 \cdot 11,14 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 110,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{eep}} \cdot 100\% = \frac{110,2 - 110}{110,1} \cdot 100\% = 0,05\%$$

$$P_{eep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{110,2 + 110,0}{2} = 110,1 \text{ кВт}$$

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

2.1.1 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧ13/14 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	0,889
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	2,95
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,36
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	8,26
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,24
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

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} p^{n2} / (V/V_c)^{n2} = p_{max} / (V/V_c)^{n2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

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	2,95	59,0	8,69	173,8
1,25	2,19	43,8	6,57	131,4
1,5	1,72	34,4	5,22	104,4
2,0	1,17	23,4	3,64	72,8
2,5	0,87	17,4	2,75	55,0
3,0	0,68	13,6	2,19	43,8
4,0	0,46	9,2	1,53	30,6
5,0	0,35	7,0	1,15	23,0
7,0	0,22	4,4	0,76	15,2
9	0,16	3,2	0,56	11,2
11	0,12	2,4	0,43	8,6
12,5	0,10	2,0	0,37	7,4

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.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - 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.

2.1.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,105$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,14$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 2,95$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 8,26$ 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 $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2, \text{мм}$
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'' $p_r/m_p = 0,105/0,05 = 2,1$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,22,95 = 3,54$ МПа; $p_c'/m_p =$
 $3,54/0,05 = 70,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{max} = 0,858,26 = 7,02$ МПа
 $p_{zd}/m_p = 7,02/0,05 = 140,2$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_1/2 = 700,25/2 = 8,75$ мм

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 140/230 = 0,61$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 8,75/0,61 = 14,4$ мм.

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

2.3 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна:	$P_e = 110,2 \text{ кВт}$
Частота обертання колінвалу:	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру:	$D = 130 \text{ мм}$
Хід поршня :	$S = 140 \text{ мм}$
Число циліндрів:	$i = 6$
Коефіцієнт тактності:	$z = 4$
Нижча теплота згорання генераторного газу:	$Q_H = 5060 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата газу:	$B_r = 194,5 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,45$
Ефективний к.к.д.:	$\eta_e = 0,37$
Кількість свіжого заряду:	$M_1 = 1,964 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання:	$M_r = 2,169 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів:	$T_{\text{ср.г.}} = 906,9 \text{ К}$
Температура на початку стиску:	$T_d = 334,1 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v = 25,98 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v = 21,79 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск:	$P_{\text{mi}} = 888,9 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

- 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;
 - $Q_{\text{н.в.}}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6 = 194,5 \cdot 5060 / 3,6 = 273,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 100,1 = 100,1 \text{ кВт}.$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \% = 100,1 / 273,4 \cdot 100 \% = 36,6\%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e = 273,4 \cdot 0,37 = 100 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \% = 100,1 - 100 / 100 \cdot 100 \% = 0,05 \%$$

Похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.П.}$ - 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.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_{II} = (0,11 + 0,025) \cdot 273,4 = 36,9 \text{ кВт}$$

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:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{Г.р.}= 0,09 - 0,16 \quad 0,11$$

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 7) \cdot 10^3 = 170,6 \text{ кПа}$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 140 \cdot 1500 / 30 = 7 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 170,6 = 102,36 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 102,36 \cdot 0,0019 \cdot 1500 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 14,3 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 130^2 \cdot 140 / 4 = 0,0019 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}} = 1000 \cdot 14,3 = 14,3 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п.}} = 36,9 + 14,3 = 51,2 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{те}} \cdot \Delta T_e} = \frac{51,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0018 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0018 \cdot 98 / 0,65 = 0,28 \text{ кВт}.$$

$\Delta P_e = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

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

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 0,28 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 36,9 + 14,3 + 0,28 = 51,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 51,4 / 273,4 \cdot 100 \% = 18,82 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp.z}} \cdot T_{cp.z} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{194,5}{3,6 \cdot 22,4} [12,95 \cdot 32,51 \cdot 906,9 - 1,964 \cdot 30,08 \cdot 334,1] = 106,7 \text{ кВт}$$

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

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

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/кмольК}$$

$$mC_p' = 30,08 \text{ кДж/кмольК}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 106,7 / 273,4 \cdot 100 \% = 39,01 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s = (36,9 + 23,8) - 51,4 = 9,2 \text{ кВт}$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi} = 0,0869 \cdot 273,4 = 23,8 \text{ кВт}$ – теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i = (170,6 / 224) \cdot 0,45 = 0,0869$ – доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta} = \frac{1,5 \cdot 9,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,0009 \text{ м}^3/\text{с}$$

$\kappa=1,5$ - Коефіцієнт запасу

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0009 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 0,46 \text{ кВт}$$

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7$ - механічний ККД масляного насосу.

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 0,46 = 0,5 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 9,2 + 0,5 = 9,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100 \% = 9,7 / 273,4 \cdot 100 \% = 3,54 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_v + Q_r + Q_M) = 273,4 - (100,1 + 51,4 + 106,7 + 9,7) = 5,6 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100 \% = 5,6 / 273,4 \cdot 100 \% = 2,04 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.6

Таблиця 2.6 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	кВт	%
-теплота, еквівалентна ефективній роботі	110,2	36,6
-теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	51,4	18,8
-теплота, яка виноситься випускними газами	106,7	39,0
-теплота, яка відводиться маслом	9,7	3,5
-невраховані теплові втрати	5,6	2,0
-загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	273,4	100

2.3 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧ13/14.

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 на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – 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

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

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

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

Динамічний розрахунок двигуна виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня	$D = 0,13\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 165,2 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 8,26\text{МПа}$
д) кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,07/0,28 = 0,25$
э) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 8,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,07\text{м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 =$ $= 3,141500/30 = 157 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 5 графічної частини кваліфікаційної 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	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0
15	2,0	1,33	-17,55	-16,22	-1,05	-15,39	-5,21	2,0	-26,5	-24,5	-1,6	-23,2	-7,9
30	2,0	1,33	-14,71	-13,38	-1,69	-10,74	-8,15	2,0	-22,2	-20,2	-2,5	-16,2	-12,3
45	2,0	1,33	-10,49	-9,17	-1,65	-5,32	-7,65	2,0	-15,8	-13,8	-2,5	-8,0	-11,5
60	2,0	1,33	-5,56	-4,24	-0,94	-1,31	-4,14	2,0	-8,4	-6,4	-1,4	-2,0	-6,2
75	2,0	1,33	-0,63	0,70	0,17	0,01	0,72	2,0	-0,9	1,1	0,3	0,0	1,1
90	2,0	1,33	3,71	5,04	1,30	-1,30	5,04	2,0	5,6	7,6	2,0	-2,0	7,6
105	2,0	1,33	7,05	8,38	2,09	-4,18	7,55	2,0	10,6	12,6	3,1	-6,3	11,4
120	2,0	1,33	9,27	10,60	2,35	-7,34	8,01	2,0	14,0	16,0	3,5	-11,1	12,1
135	2,0	1,33	10,49	11,82	2,12	-9,86	6,86	2,0	15,8	17,8	3,2	-14,9	10,3
150	2,0	1,33	11,00	12,32	1,55	-11,45	4,82	2,0	16,6	18,6	2,3	-17,3	7,3
165	2,0	1,33	11,12	12,45	0,81	-12,23	2,44	2,0	16,8	18,8	1,2	-18,4	3,7
180	2,0	1,33	11,13	12,46	0,00	-12,46	0,00	2,0	16,8	18,8	0,0	-18,8	0,0
195	2,0	1,33	11,12	12,45	-0,81	-12,23	-2,44	2,0	16,8	18,8	-1,2	-18,4	-3,7
210	2,2	1,46	11,00	12,46	-1,57	-11,57	-4,87	2,2	16,6	18,8	-2,4	-17,4	-7,3
225	2,4	1,59	10,49	12,08	-2,17	-10,08	-7,01	2,4	15,8	18,2	-3,3	-15,2	-10,6
240	2,6	1,72	9,27	11,00	-2,44	-7,61	-8,31	2,6	14,0	16,6	-3,7	-11,5	-12,5
255	3,1	2,06	7,05	9,11	-2,27	-4,55	-8,21	3,1	10,6	13,7	-3,4	-6,9	-12,4
270	3,8	2,52	3,71	6,23	-1,61	-1,61	-6,23	3,8	5,6	9,4	-2,4	-2,4	-9,4
285	5,4	3,58	-0,63	2,95	-0,74	0,05	-3,04	5,4	-0,9	4,5	-1,1	0,1	-4,6
300	7,9	5,24	-5,56	-0,32	0,07	-0,10	0,32	7,9	-8,4	-0,5	0,1	-0,2	0,5
315	13,0	8,62	-10,49	-1,87	0,34	-1,08	1,56	13,0	-15,8	-2,8	0,5	-1,6	2,4
330	24,1	15,99	-14,71	1,28	-0,16	1,03	-0,78	24,1	-22,2	1,9	-0,2	1,6	-1,2
345	43,7	28,99	-17,55	11,44	-0,74	10,86	-3,68	43,7	-26,5	17,2	-1,1	16,4	-5,5
360	71,0	47,10	-18,55	28,55	0,00	28,55	0,00	71,0	-28,0	43,0	0,0	43,0	0,0
375	130,4	86,50	-17,55	68,95	4,47	65,45	22,16	130,4	-26,5	103,9	6,7	98,7	33,4
390	74,8	49,62	-14,71	34,91	4,40	28,03	21,26	74,8	-22,2	52,6	6,6	42,3	32,1
405	42,3	28,06	-10,49	17,57	3,15	10,19	14,65	42,3	-15,8	26,5	4,8	15,4	22,1
420	35,8	23,75	-5,56	18,18	4,03	5,60	17,76	35,8	-8,4	27,4	6,1	8,4	26,8
435	25,0	16,58	-0,63	15,96	3,97	0,29	16,44	25,0	-0,9	24,1	6,0	0,4	24,8
450	18,6	12,34	3,71	16,05	4,14	-4,14	16,05	18,6	5,6	24,2	6,2	-6,2	24,2

Продовження таблиці 2.5

465	15,3	10,15	7,05	17,20	4,28	-8,59	15,51	15,3	10,6	25,9	6,5	-12,9	23,4
480	14,0	9,29	9,27	18,56	4,12	-12,85	14,02	14,0	14,0	28,0	6,2	-19,4	21,1
495	12,4	8,23	10,49	18,72	3,36	-15,61	10,86	12,4	15,8	28,2	5,1	-23,5	16,4
510	10,5	6,96	11,00	17,96	2,26	-16,69	7,02	10,5	16,6	27,1	3,4	-25,2	10,6
525	8,4	5,57	11,12	16,69	1,08	-16,40	3,27	8,4	16,8	25,2	1,6	-24,7	4,9
540	6,9	4,58	11,13	15,71	0,00	-15,71	0,00	6,9	16,8	23,7	0,0	-23,7	0,0
555	3,7	2,45	11,12	13,57	-0,88	-13,34	-2,66	3,7	16,8	20,5	-1,3	-20,1	-4,0
570	2,0	1,33	11,00	12,32	-1,55	-11,45	-4,82	2,0	16,6	18,6	-2,3	-17,3	-7,3
585	2,0	1,33	10,49	11,82	-2,12	-9,86	-6,86	2,0	15,8	17,8	-3,2	-14,9	-10,3
600	2,0	1,33	9,27	10,60	-2,35	-7,34	-8,01	2,0	14,0	16,0	-3,5	-11,1	-12,1
615	2,0	1,33	7,05	8,38	-2,09	-4,18	-7,55	2,0	10,6	12,6	-3,1	-6,3	-11,4
630	2,0	1,33	3,71	5,04	-1,30	-1,30	-5,04	2,0	5,6	7,6	-2,0	-2,0	-7,6
645	2,0	1,33	-0,63	0,70	-0,17	0,01	-0,72	2,0	-0,9	1,1	-0,3	0,0	-1,1
660	2,0	8,59	-5,56	3,03	-0,67	0,93	-2,96	12,9	-8,4	4,6	-1,0	1,4	-4,5
675	2,0	1,33	-10,49	-9,17	1,65	-5,32	7,65	2,0	-15,8	-13,8	2,5	-8,0	11,5
690	2,0	1,33	-14,71	-13,38	1,69	-10,74	8,15	2,0	-22,2	-20,2	2,5	-16,2	12,3
705	2,0	1,33	-17,55	-16,22	1,05	-15,39	5,21	2,0	-26,5	-24,5	1,6	-23,2	7,9
720	2,0	1,33	-18,55	-17,22	0,00	-17,22	0,00	2,0	-28,0	-26,0	0,0	-26,0	0,0

3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ

3.1 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу

Так як газовий двигун проектується на базі дизельного двигуна 6Ч13/14, то за двигун-прототип приймаємо газовий двигун 6ГЧН25/34, в якого система подачі газу в циліндри двигуна добре відпрацьована. Система газообміну (система підведення паливного газу до двигуна) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна та відведення від нього відпрацьованих газів. Основні вузли системи (рис.3.1): блок газової апаратури 1, фільтр – глушник 10; змішувач газоповітряної суміші (ГПС) 11; турбокомпресор 12; охолоджувач ГПС 13; впускний колектор 14, випускний колектор 15.

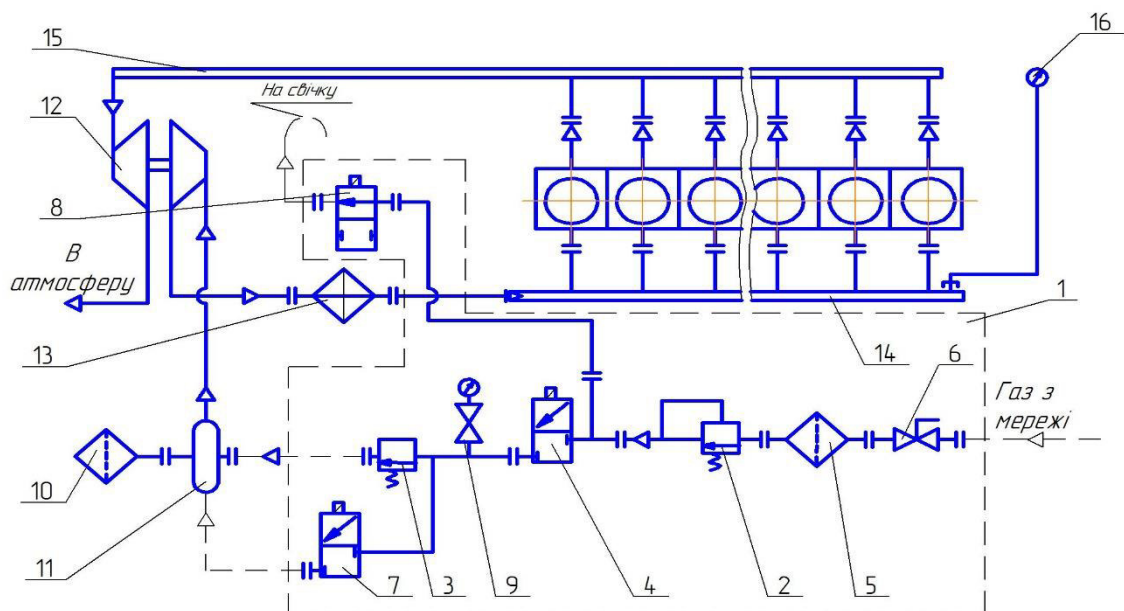


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну двигуна 6ГЧН25/34

1- блок газової апаратури; 2 - регулятор тиску; 3 - регулятор співвідношення газ-повітря; 4 - електромагнітний клапан повільного відкриття; 5 - фільтр газу; 6 - кран кульовий; 7- електромагнітний клапан холостого ходу; 8 - електромагнітний клапан (на свічку); 9 - кран кнопочний з манометром; 10 - фільтр глушник; 11 - змішувач ГПС; 12 - турбокомпресор; 13 - охолоджувач ГПС; 14 - впускний колектор; 15 - випускний колектор; 16 - мановакууметр.

3.1.1 Фільтр – глушник

Фільтр – глушник (рис.3.2) призначений для очищення повітря, що подається в двигун від пилу, сторонніх предметів та інших забруднень, а також для зменшення шуму впуску.

Фільтр – глушник через перехідник 1 кріпиться до турбокомпресора, а до патрубку 14 кріпиться система вентиляції картера (рис.3.4). Основними деталями фільтра-глушника є конфуз 2, кришка 4, сітка верхня 8, сітка нижня 9, сітка 13, які з'єднані поміж собою шпильками 7 і трубками обмежувальними 10,11,12.

3.1.2 Блок газової апаратури

Блок газової апаратури (рис.3.3) виконаний у вигляді шафи одностороннього обслуговування, в якому встановлена газова апаратура: електромагнітні клапани 1,2,6, регулятор тиску 5, фільтр газу 4, кран кульовий 3, кран кнопковий 7, манометр 8, регулятор співвідношення газ -повітря і призначений для автоматичного регулювання тиску газу, що поступає в двигун. Він також виконує функції дистанційного відкриття та закриття електромагнітних клапанів, тобто подачу газу в двигун або його перекриття, а при аварійній зупинці двигуна їх автоматичне виключення (закриття, відкриття).

3.1.3 Змішувальна камера

Змішувальна камера двигуна типу 6ГЧН25/34 призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр – глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає із газового трубопроводу в камеру. Камери змішувальні по принципу дії однакові, а відрізняються лише розмірами.

Змішувальна камера (рис.3.4) складається корпусу 1, в який встановлена вставка 2 з ущільнюючим кільцем 3, віджимних болтів 4 та стяжних болтів 5. Вставка в корпусі змішувальної камери має переміщення, чим забезпечується регулювання величини щілини виходу газу. Газ із газового трубопроводу через отвір фланця 6 поступає в кільцевий простір поміж корпусом 1 та вставкою 2 і через кільцеву щілину витікає на змішування з потоком повітря і далі на всмоктування в турбокомпресор.

Величина щілини, що визначає площу перерізу для проходження газу, встановлюється на заводі – виробнику при випробуваннях та регулюванні параметрів двигуна і записується у формуляр двигуна. На місці установки двигуна – генератора у Замовника величина щілини може змінюватися в залежності від якості паливного газу. На поверхні Б нанесена манкіровка

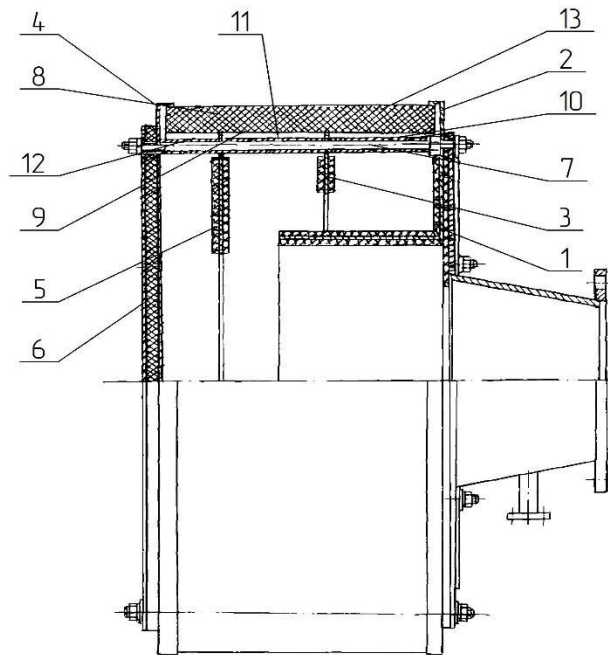


Рисунок 3.2 Фільтр-глушник

1-перехідник; 2-конфузор; 3-фланець роздільний; 4-кришка; 5-фланець; 6-заглушка;
7-шпилька; 8-сітка верхня; 9-сітка нижня; 10, 11, 12-трубка обмежувальна; 13-сітка

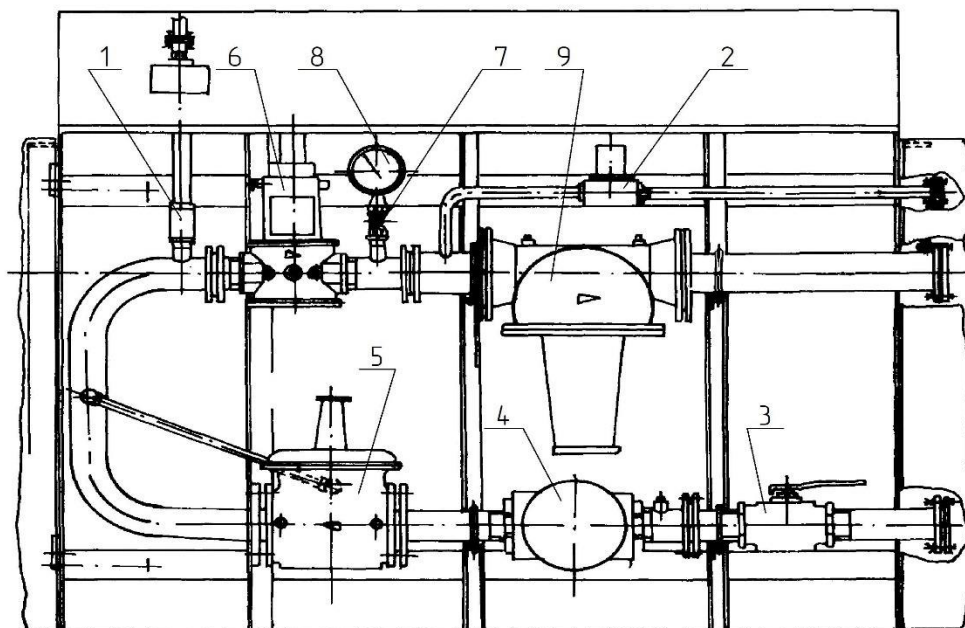
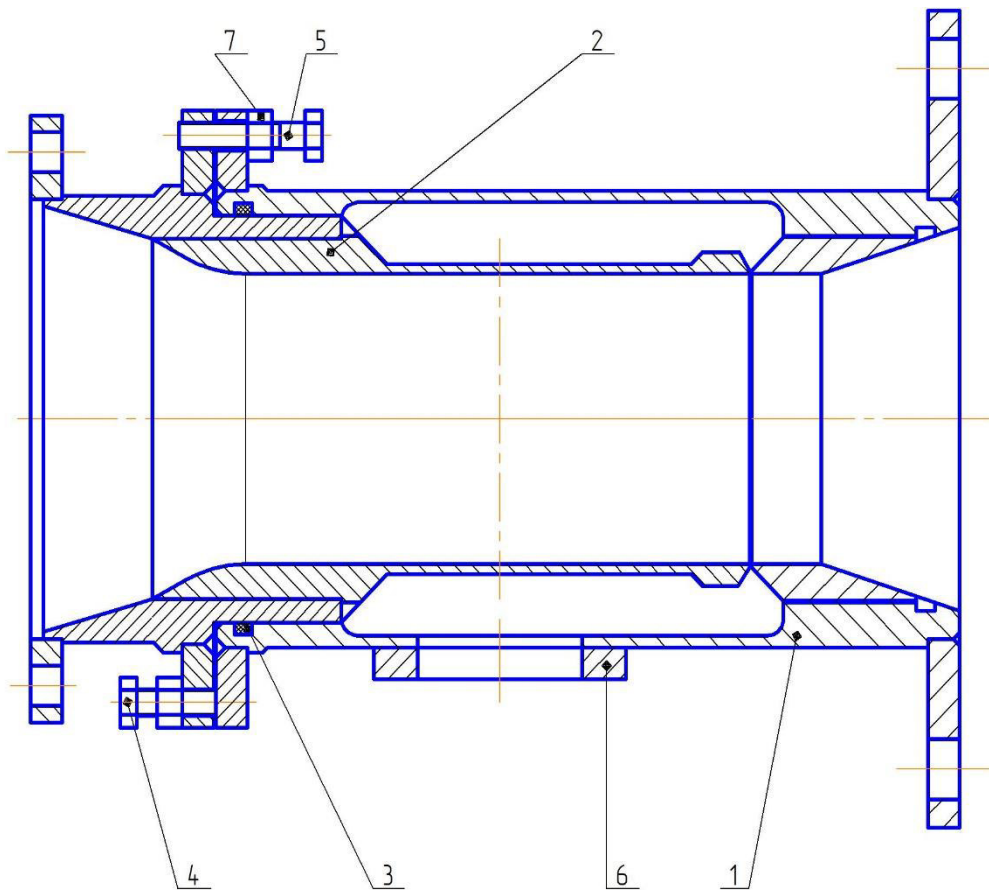


Рисунок 3.3 Блок газової апаратури

1-електромагнітний клапан ЕМК3/4"; 2-ЭМК1/2"; 3-кран кульовий; 4-фільтр газу;
5-регулятор тиску; 6- електромагнітний клапан повільного відкриття;
7-кран кнопочний; 8-манометр; 9-регулятор співвідношення газ/повітря.



*Рисунок 3.4 Камера змішувальна двигуна-прототипу
1-корпус; 2-вставка; 3-кільце ущільнююче; 4 -болт
віджимний; 5-болт стяжний; 6-фланець; 7-гайка
стопорна*

фактичного зазору поміж вставкою та корпусом (величина щілини) в мм при нульовому зазорі А поміж фланцями корпусу та вставки, що дає можливість визначати величину щілини при регулюванні двигуна.

3.2 Розрахунок та проектування камери змішувальної

Розміри змішувальної камери, в першу чергу діаметр, мають бути такими щоб забезпечити витрату через неї газоповітряної суміші при роботі двигуна на режимі номінальної потужності. Площа ж отворів в корпусі вставки змішувальної камери при цьому повинна бути такою, щоб через них проходила кількість газового палива, яка б забезпечувала роботу двигуна на режимі холостого ходу при мінімальній частоті обертання колінчастого валу ($n = 350 \dots 400 \text{ хв}^{-1}$). При цьому дросельна

заслінка має бути в положенні мінімального відкриття і регулятор швидкості (актуатор) повинен діяти на заслінку. Це забезпечить стабільну, без пропусків запалювання робочої суміші в циліндрах двигуна, роботу газового двигуна на паливному газу в режимі холостого ходу. Таким чином виключаються випадки вибухів робочої газоповітряної суміші в циліндрах двигуна, впускному та випускному колекторах.

Для розрахунку розмірів змішувальної камери в першу чергу потрібно знати параметри газоповітряної суміші (тиск, витрата, температура) на режимах номінальної потужності та холостого ходу двигуна.

Об'ємна витрата газоповітряної суміші при номінальній потужності знайдена в процесі виконання розрахунку робочого циклу газового двигуна 6ГЧ13/14 і складає

$$V_{\text{ГПС}} = \alpha \cdot V_{\text{Г}} \cdot L_0 + V_{\text{Г}} = 1,51 \cdot 94,5 \cdot 1,96 + 194,5 = 880,7 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Знайдемо також об'ємну витрату газоповітряної суміші на режимі холостого ходу, який характерний тим, що зовнішнє навантаження на газовий двигун відсутнє, а індикаторна потужність двигуна повністю витрачається на механічні втрати в двигуні.

Індикаторну потужність двигуна на режимі холостого ходу знаходимо по формулі

$$P_{\text{ін.х.х.}} = P_{\text{мех.}} = (1 - \eta_{\text{м}}) \cdot P_{\text{е}} = (1 - 0,82) \cdot 110 = 19 \text{ кВт}, \text{ де } (1)$$

$\eta_{\text{м}} = 0,82$ – механічний ККД газового двигуна, підрахований при розрахунку робочого процесу двигуна;

$P_{\text{е}} = 110 \text{ кВт}$ – номінальна ефективна потужність двигуна

Годинна об'ємна витрата природного газу на режимі холостого ходу може бути підрахована по формулі

$$V_{\text{х.х.}} = P_{\text{ін.х.х.}} \cdot b_{\text{i}} = 19 \cdot 1,72 = 32 \text{ м}^3/\text{год}, \text{ де}$$

$b_{\text{i}} = 1,72 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$ – індикаторна питома витрата генераторного газу.

Годинну об'ємну витрату газоповітряної суміші через змішувальну камеру на режимі холостого ходу знайдемо по формулі

$$V_{\text{ГПС х.х.}} = V_{\text{х.х.}} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0) = 32 \cdot (1 + 1,5 \cdot 1,96) = 124 \text{ м}^3/\text{год.}, \text{ де}$$

$\alpha = 1,5$ – коефіцієнт надлишку повітря для згоряння генераторного газу на режимі холостого ходу;

$L_0 = 1,96 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – теоретична витрата повітря для згоряння 1 м^3 генераторного газу.

Діаметр змішувальної камери $d_{зк}$ знаходимо із рівняння витрати газоповітряної суміші при номінальній потужності двигуна, яке запишеться наступним чином

$$\cdot V_{ГПС} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{зк}^2}{4} \cdot v_{ГПС}, \text{ м}^3/\text{год}, \text{ де (4)}$$

$v_{ГПС} = 60 \dots 90 \text{ м/с}$ – оптимальна швидкість газоповітряної суміші в змішувальній камері, при якій забезпечується допустимий аеродинамічний опір;

Із формули (4) знаходимо діаметр змішувальної камери

$$d_{зк} = \sqrt{\frac{4V_{ГПС}}{3600\pi v_{ГПС}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 124}{3600 \cdot 3,14 \cdot 65}} = 65 \text{ мм}$$

Для подальших розрахунків приймаємо діаметр отвору змішувальної камери $d_{зк} = 65 \text{ мм}$

3.3 Опис конструкції запроєктованої змішувальної камери

В кваліфікаційній роботі розроблена конструкція змішувальної камери (рис.3.5), яка в порівнянні із серійною змішувальною камерою (рис.3.4) має суттєвих переваг:

1. В змішувальній камері двигуна – прототипу витрата паливного газу регулюється величиною зазору поміж корпусом і вставкою. Для цього потрібно закрутити, або ж відкрутити стяжні болти розташовані на корпусі змішувальної камери.

Зважаючи на те, що змішувальна камера розташована у верхній частині двигуна зробити точне регулювання зазору важко (незручності при роботі на висоті, сильний аеродинамічний шум високі температури, нерівномірна затяжка болтів стяжних).

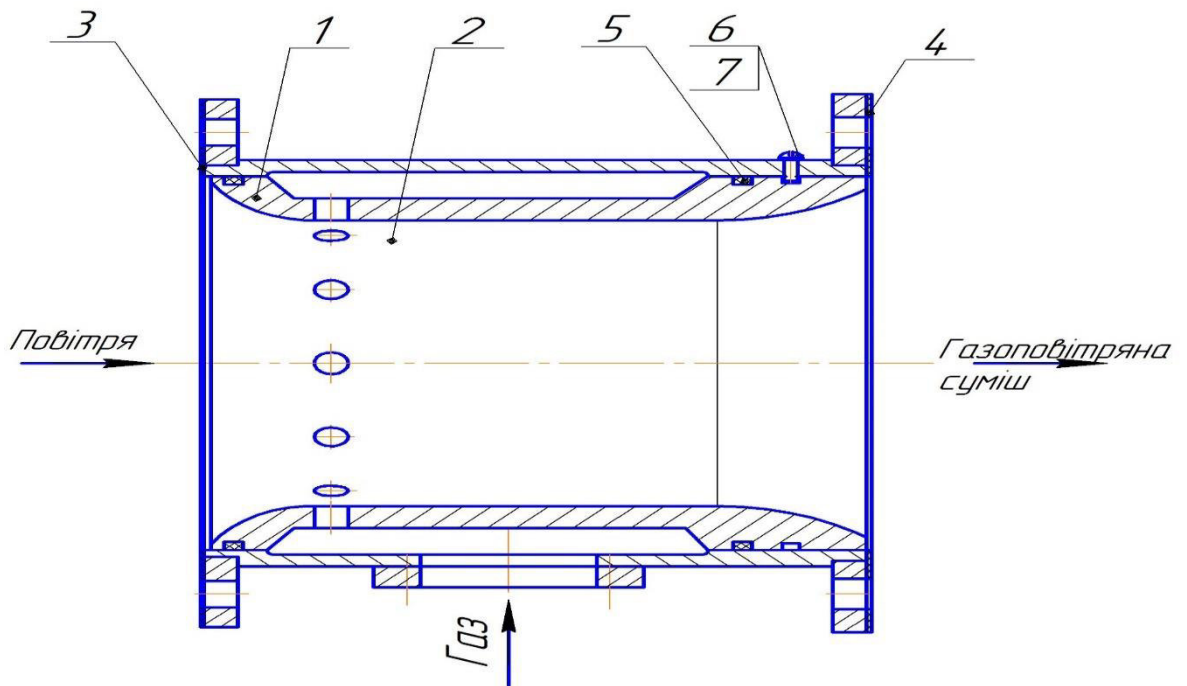


Рисунок 3.5 Камера змішувальна покращеної конструкції
 1 – корпус; 2 – вставка; 3,4 – прокладка; 5 – кільце гумове;
 6 – гвинт; 7 – шайба стопарна

В запроектованій змішувальній камері подача газу регулюється газовим клапаном (рис.3.6), який розташовується в зручному для його обслуговування місці. Крім того, газовий клапан забезпечує тонке регулювання витрати паливного газу в змішувальну камеру.

2. Змішувальна камера запропонованої конструкції може застосовуватися на газових двигунах, що працюють з різними газовими паливами. Для застосування змішувальної камери на конкретному газовому двигуні потрібно лише підібрати та встановити відповідну вставку в корпус, який може бути однаковим по конструкції і розмірам для широкого діапазону потужностей газових двигунів.

3. Змішувальна камера нової конструкції значно простіша і технологічніша у виготовленні.

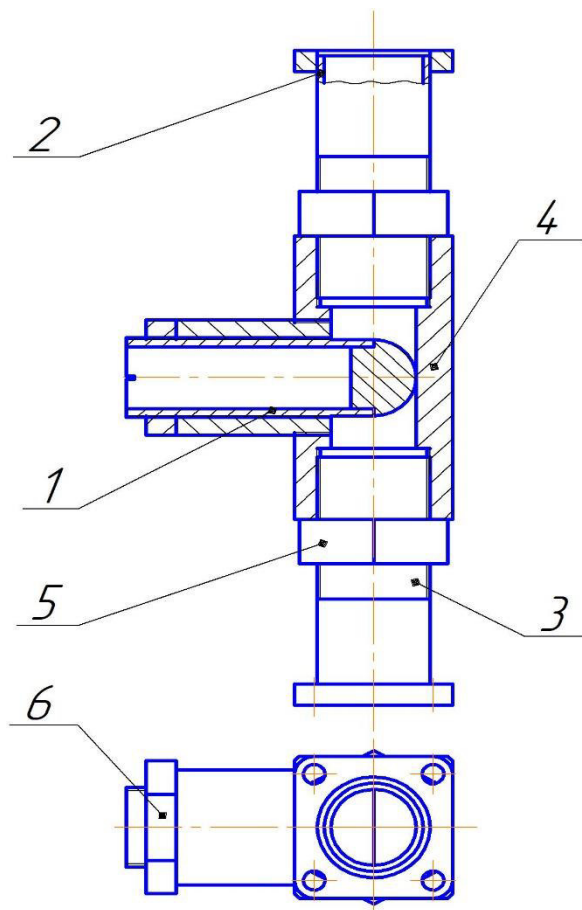


Рисунок 3.6 Клапан газовий
 1- сідло; 2,3 - патрубок; 4 - корпус; 5,6 - гайка

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Аналіз небезпечних факторів створених роботою газового двигуна.

Газові двигуни широко застосовуються в енергетиці, транспорті та когенераційних установках завдяки їх економічності та відносно нижчому рівню шкідливих викидів порівняно з дизельними двигунами. Однак їх експлуатація супроводжується рядом небезпечних і шкідливих факторів, що можуть негативно впливати на обслуговуючий персонал і навколишнє середовище. Відповідно до сучасних підходів у сфері безпеки праці, всі фактори поділяються на фізичні, хімічні, механічні та пожежо-вибухонебезпечні.

4.1.1 Фізичні небезпечні фактори

- Шум. Робота газового двигуна супроводжується значним шумом, рівень якого може досягати 85–100 дБ. Тривалий вплив шуму призводить до: зниження слуху; підвищеної втомлюваності; зниження концентрації уваги.
- Вібрація. Вібрації виникають унаслідок нерівномірності роботи циліндрів та обертання рухомих частин. Вони можуть спричиняти: порушення роботи опорно-рухового апарату; професійні захворювання; руйнування конструкцій машинної зали електростанції.
- Підвищена температура. Поверхні двигуна (випускний колектор, головка блока) можуть нагріватися до високих температур, що створює ризик опіків та теплового навантаження на персонал.

4.1.2 Хімічні небезпечні фактори

- Вихлопні гази. Незважаючи на екологічність газових двигунів, їх вихлопні гази містять: оксиди азоту (NO_x); чадний газ (CO); незгорілі вуглеводні (CH_4). Чадний газ є особливо небезпечним через його здатність зв'язуватися з гемоглобіном крові, викликаючи кисневе голодування організму.

Витоки газу. Природний газ (метан) є вибухонебезпечним при концентрації у повітрі 5–15%. Витоки можуть виникати через: негерметичність з'єднань; пошкодження трубопроводів; несправність арматури.

4.1.3 Механічні небезпечні фактори. До механічних факторів належать: рухомі частини двигуна (вали, муфти); обертові механізми; можливість руйнування деталей. Небезпека полягає у можливості травмування персоналу при обслуговуванні та ремонті.

4.1.4. Пожежо- та вибухонебезпечні фактори. Газові двигуни характеризуються підвищеною вибухо - та пожежонебезпекою через використання горючого газу. Основні причини аварій: витік газу; іскроутворення; порушення правил експлуатації. У разі накопичення газоповітряної суміші можливий вибух, що становить серйозну загрозу для персоналу та обладнання.

4.1.5 Електричні фактори. Під час експлуатації газових двигунів використовується електрообладнання (системи запалювання, автоматика), що створює ризик ураження електричним струмом при: пошкодженні ізоляції; відсутності заземлення; порушенні правил експлуатації.

Аналіз небезпечних факторів, створених роботою газового двигуна, показує, що основними з них є шум, вібрації, токсичні викиди, витоки газу та пожежо-вибухова небезпека. Для забезпечення безпечної експлуатації необхідно: застосовувати системи контролю витоків газу; забезпечувати ефективну вентиляцію; використовувати засоби індивідуального захисту; регулярно проводити технічне обслуговування. Комплексне врахування цих факторів дозволяє мінімізувати ризики та забезпечити безпечні умови праці.

4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна, що працює на генераторному газу

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 любых 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 притулену одіж.

4.3 Захист навколишнього середовища від шкідливого впливу роботи газового двигуна на генераторному газу.

Газові двигуни, що працюють на генераторному газі, є перспективним напрямом розвитку енергетики, особливо в умовах використання відновлюваних джерел енергії та утилізації відходів. Генераторний газ утворюється внаслідок газифікації твердого палива (біомаси, вугілля, відходів) і використовується як паливо для двигунів внутрішнього згоряння. Незважаючи на екологічні переваги порівняно з традиційними видами палива, експлуатація таких двигунів супроводжується певним негативним впливом на навколишнє середовище. Тому важливим завданням є розробка та впровадження заходів щодо його мінімізації.

4.3.1 Основні джерела та види забруднення

- Викиди шкідливих речовин. Генераторний газ складається з оксиду вуглецю (CO), водню (H₂), метану (CH₄), азоту (N₂) та домішок. Під час згоряння утворюються: оксиди азоту (NO_x); чадний газ (CO); діоксид вуглецю (CO₂); тверді частинки (сажа, зола); органічні сполуки. Особливістю генераторного газу є наявність домішок (смоли, пил), які можуть потрапляти в атмосферу при недостатньому очищенні газу.

- Забруднення при підготовці газу. На стадії газифікації виникають: пил та зола; смолисті речовини; стічні води, забруднені органічними сполуками. Ці відходи можуть негативно впливати на ґрунти та водні ресурси.
- Теплове забруднення. Робота газового двигуна супроводжується виділенням значної кількості тепла, що може впливати на мікроклімат навколишнього середовища.
- Шум та вібрація. Газові двигуни створюють шум (80–95 дБ) і вібрації, що впливають на довкілля та здоров'я людини.

4.3.2 Технологічні заходи зменшення шкідливого впливу

- Очищення генераторного газу. Перед подачею в двигун генераторний газ повинен проходити багатоступеневе очищення: циклонні апарати – для видалення великих частинок пилу; скрубери – для очищення від смол і газових домішок; фільтри тонкого очищення – для остаточного видалення аерозолів. Ефективне очищення газу дозволяє зменшити викиди шкідливих речовин і підвищити ресурс двигуна.
- Оптимізація процесу згоряння. Зменшення шкідливих викидів досягається шляхом: точного регулювання складу паливно-повітряної суміші; застосування електронних систем керування; підвищення ефективності згоряння. Це дозволяє знизити утворення СО та незгорілих вуглеводнів.
- Системи очищення вихлопних газів. Для додаткового зменшення викидів застосовуються: каталітичні нейтралізатори; системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR); фільтри твердих частинок.

4.3.3 Зменшення шкідливого впливу на ґрунти та водні ресурси

Для запобігання забрудненню необхідно: організувати герметичні системи транспортування газу; застосовувати установки очищення стічних вод; утилізувати смолисті відходи на спеціалізованих підприємствах; використовувати замкнуті цикли водопостачання. Особливу увагу слід приділяти поводженню з відходами газифікації, які можуть містити токсичні речовини.

4.3.4 Зниження шумового та теплового впливу

Зменшення шуму досягається за рахунок: встановлення глушників; використання шумоізоляційних кожухів; розміщення установок у спеціальних приміщеннях.

Для зниження теплового впливу застосовуються: системи утилізації тепла (когенерація); теплоізоляція обладнання; раціональне розміщення установок.

4.3.5 Нормативно-правове забезпечення

Захист довкілля при експлуатації газових двигунів регулюється: Законом України «Про охорону навколишнього природного середовища»; екологічними стандартами викидів; санітарними нормами; міжнародними екологічними вимогами. Сучасні вимоги передбачають постійний моніторинг викидів та контроль екологічних показників.

4.3.6 Перспективи розвитку екологічно безпечних технологій

Основними напрямками розвитку екологічно безпечних технологій є: використання біомаси як джерела генераторного газу; впровадження автоматизованих систем контролю; розвиток когенераційних установок; зниження викидів за рахунок нових матеріалів і технологій.

Застосування генераторного газу є перспективним з точки зору зменшення залежності від викопних палив та зниження екологічного навантаження.

Газові двигуни на генераторному газі є екологічно більш прийнятною альтернативою традиційним видам палива, однак їх використання супроводжується певними негативними впливами на навколишнє середовище.

Основними заходами їх зменшення є: ефективне очищення генераторного газу; застосування сучасних систем очищення вихлопів; контроль і утилізація відходів; впровадження енергоефективних технологій. Комплексне застосування цих заходів дозволяє забезпечити екологічну безпеку та підвищити ефективність роботи енергетичних установок.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка системи подачі газу для газопого двигуна потужністю 110 кВт, що працює на генераторному газу. Двигун-прототип 6Ч13/14» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газопого двигуну 6Ч13/14 і детальну розробку системи подачі генераторного газу. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6Ч13/14 потужністю 110 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де є постійні споживачі електричної та теплової енергії і є матеріальні ресурси для отримання генераторного газу. В пояснювальній записці виконаний опис конструкції газопого двигуна 6Ч13/14, а його конструкція показана на листі Додатку1 графічної частини роботи.

У другому розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P=110\text{кВт}$, $n=1500\text{об/хв}$) визначений двигун – прототип 6Ч13/14 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу по результатам яких побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займають проектування системи подачі газопого палива і розробка конструкції камери змішувальної та клапана газопого, які забезпечать якісне спалювання генераторного газу, склад якого є змінним в експлуатації. В пояснювальній записці приведений детальний опис конструкції змішувальної камери двигуна-прототипу та запроектованого двигуна.. В графічній частині роботи розроблені складальні креслення газопого двигуна 6Ч13/14, камери змішувальної та клапана газопого. Також побудовані індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу шуму і вібрації газового двигуна 6ГЧ13/14 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 двигун.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
- 2.Наливайко В. С. Системи двигунів внутрішнього згоряння : методичні вказівки до самостійної роботи здобувачів першого (бакалаврського) рівня спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» / В. С. Наливайко, Р. Ю. Авдюнін, О. В. Дрозд. – Миколаїв : НУК, 2025. – 48 с.
- 3.Тимченко І. І. Системи двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / І. І. Тимченко, П. В. Жадан, С. С. Жилін. – Харків : ХНАДУ, 2007. – 204 с.
4. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник / В. Г. Дьяченко ; за ред. А. П. Марченка. – Харків : НТУ «ХП», 2008. – 488 с.
5. Наливайко В. С. Конструктивні вузли та системи судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський. – Миколаїв : НУК, 2013. – 100 с.
- 6.Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ : підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов. – Харків : НТУ «ХП», 2004. – 426 с.
7. Тимошевський Б. Г. Основи технічної експлуатації судових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв : Торубара В. В., 2024. – 301
8. Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
9. Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 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. Альтернативні палива та екологія енергетики. – Київ, 2022.
- 3.Кучеренко О.В. Екологія енергетичних установок. – Київ: ЦУЛ, 2021.