

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. Кеш
« 05 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Удосконалення конструкції змішувальної камери з метою покращення техніко – економічних показників газового двигуна потужністю 850 кВт
Двигун-прототип: 8ГЧН25/34.

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

А. Кеш **Яворський Д.Ю.**
(підпис)

Керівник роботи:

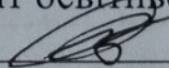
ст. викладач кафедри «ДЕУ»
(посада, науковий ступінь вчене звання)

Г. Грабовенко **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 Яворському Данилу Юрійовичу

Тема роботи: Удосконалення конструкції змішувальної камери з метою покращення техніко – економічних показників газового двигуна потужністю 850 кВт.

Двигун-прототип: 8ГЧН25/34.

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 за № 7.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ГЧН 25/34, номінальною потужністю 650 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції газового двигуна 8ГЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування змішувальної камери покращеної конструкції

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 8ГЧН25/34 (Поперечний переріз) (СК), 2. Газовий двигун 8ГЧН25/34 (Поздовжній переріз) (СК), 3. Принципова схема газообміну (СП), 4. Камера змішувальна (СК), 5. Вставка (РК), 6. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки (ІД)

Консультанти розділів роботи

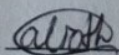
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкція двигуна - прототипу	14.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2026	
4.	Проектування системи газообміну	05.04.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2026	
6.	Розробка креслення газового двигуна	18.04.2026	
7.	Розробка складального креслення змішувальної камери	26.04.2026	
8.	Розробка робочого креслення вставки	04.05.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	08.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

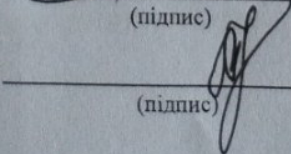
Студент



(підпис)

Яворський Д.Ю.

Керівник роботи



(підпис)

Грабовенко О. І.

АНОТАЦІЯ

сторінок 67, рисунків 12, таблиць 10, бібліографія 12

В кваліфікаційній роботі «Удосконалення конструкції змішувальної камери з метою покращення техніко – економічних показників газowego двигуна потужністю 850 кВт. Двигун-прототип: 8ГЧН25/34.» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 8ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, приведені обґрунтування вибраної конструкції змішувальної камери та клапана газowego, виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектового двигуна. В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигуна, камери змішувальної, робоче креслення вставки, принципова схема подачі газowego палива індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, камера змішувальна, вставка.*

ANNOTATION

pages 67, figures 12, tables 10, bibliography 12

In the qualification work "Improvement of technical and economic indicators of the gas internal combustion engine with a capacity of 850 kW by improving the design of the mixing chamber" the description of the engine design - prototype 8GChN25 / 34, calculations of workflow, heat balance and engine dynamics, and the gas valve, the necessary calculations for the strength of the parts of the designed engine. In the graphic part of the work the assembly drawings of the engine, the mixing chamber, the working drawing of the insert, the schematic diagram of the gas fuel supply, the indicator diagram and the diagrams of the forces operating in the CSM are made.

Keywords: *Gas engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, mixing chamber, insert.*

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ОПИС ОБ'ЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА	
1.1 Опис об'єкту застосування.....	9
1.2 Опис конструкції газового двигуна 8ГЧН 25/34.....	11
2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна.....	17
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	20
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	29
2.4 Розрахунок теплового балансу	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 8ГЧН25/34.....	38
3. РОЗРАХУНОК ТА РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЗМІШУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ	
3.1 Опис системи газообміну газового двигуна - прототипу.....	42
3.2 Розрахунок проектованої змішувальної камери.....	47
3.3 Опис конструкції запроектованої змішувальної камери.....	49
3.4 Розрахунок змішувальної камери для газового двигуна 8ГЧН25/34.....	51
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці при експлуатації газового двигуна.....	55
4.2 Захист навколишнього середовища від шкідливого впливу роботи газового двигуна.....	57
4.3 Заходи щодо зниження шуму і вібрації газового двигуна.....	59
4.4 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	62
ВИСНОВКИ.....	64
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	66

ДОДАТКИ

Додаток А Газовий двигун 8ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1

Додаток Б Газовий двигун 8ГЧН25/34 (Повздовжній розріз), СК, А1

Додаток В Принципова схема подачі газового палива в двигун, СП, А1

ДОДАТОК Г Камера змішувальна (Складальне креслення), СК, А1

Додаток Д Вставка (Робоче креслення), РК, А1

ДОДАТОК Е Індикаторна діаграми та діаграми сил, що діють на КШМ

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 згорання. 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: рослинної олії, 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 згорання 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 у газових двигунів.

Метою та завданням роботи є підвищення ефективності роботи стаціонарного газового двигуна за рахунок застосування конструкції змішувальної камери, яка дозволяє швидко, з мінімальними доробками погоджувати характеристики газового двигуна та турбокомпресора. Для цього змінюються тільки площі перерізів отворів змішувальної камери.

1 ОПИС ОБ'ЄКТУ ЗАСТОСУВАННЯ ТА КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА

1.1 Опис об'єкту застосування.

Когенераційна установки на базі газового двигуна – генератора ДвГА-840 із газовим двигуном 8ГЧН25/34 встановлюється в будівлі, що розташована неподалік від об'єкту споживання електричної енергії та тепла. Будівля електростанції одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Висота до низу ферми - 6 м. Приміщення машинної зали обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 1,0 Т. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації.

1.1.1 Призначення та мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі газового двигун-генератора ДвГА-840 із газовим двигуном 8ГЧН25/34 призначена для вироблення електричної енергії на власні потреби споживача, а також для отримання додаткової теплової енергії за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води, масла, наддувочного повітря і вихлопних газів двигуна.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат споживача на електроенергію у 2,0....2,2 разів, а також додаткове отримання тепла.

1.1.2 Склад, характеристика устаткування.

В склад когенераційної установки входить слідує теплотехнічне устаткування:

- газовий двигун-генератор ДвГА-840, шафи управління, теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні, насоси поповнення, градирня ГМП-20, шафа газова, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла, глушник шуму випускних газів.

Основні технічні дані газового двигун-генератора ДвГА-840:

- повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	840
- мінімальна потужність при тривалій роботі, кВт	200
- витрата газу на повній потужності, нм ³ /год	240,8
- питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	1,0

- тиск газу на вході в редуктор, МПа не більше	0,3
- вид струму - змінний, 3-х фазний	
- напруга, В	400
- частота, Гц	50
- назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
- суха маса двигун -генератора, кг	19500
- габаритні розміри, мм	
- довжина	6210
- ширина	1900
- висота	2775

Двигун - генератор автоматизований по 1-й ступені ГОСТ 14228-80 із виконанням наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматична аварійна сигналізація і захист (зупинка) по тиску масла і води, температурі масла і води;
- управління пуском, зупинкою, передпусковою прокачкою масла і частотою обертання;
- попереджувальна сигналізація про перевантаження двигун-генератора.

1.1.3 Основні технічні характеристики градирні ГМП-20

Гідравлічне навантаження максимальне, м ³ /год	30
Напір води перед соплом, м. вод. ст.	3...5
Перепад температур води, °С	5...20
Вентилятор вісьовий ВО6-300	№8
Потужність електродвигуна, кВт	1,1
Габаритні розміри, мм	1900·1230·1700
Об'єм прийомного бака, м ³	0,45
Маса градирні без води, кг	385

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і газового двигуна насосом циркуляційним ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 27 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м. вод. ст.}$)

Для обліку тепла, що відводиться від двигуна і подається споживачам використовується лічильник тепла СВТУ-10М.

Для обліку витрати газу двигун-генератором використовується лічильник GMS-G160.

1.1.4 Постачання повітря для пуску газового двигуна

Для пуску двигуна передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);

- балон стиснутого повітря ($V = 330 \text{ л}$);

- трубопроводи і арматура.

1.1.5 Система прийому, зберігання та заміни масла

Для поточної витрати масла в проекті передбачений бак запасу масла об'ємом 600 л. Подача масла в бак виконується насосом НМШ 5-25-4,0/4 від пересувної ємкості.

1.2 Опис конструкції газового двигуна 8ГЧН25/34 [10]

Основа двигуна складеться з фундаментної рами (рис.1.1), блок-картера (рис.1.2) та кришок циліндрів. Фундаментна рама лита, чавунна. На поперечних перегородках рами розташовуються постілі восьми рамових підшипників.

Попередня частина рами закривається кришкою, на якій розміщуються водяні та

мастильний насос.

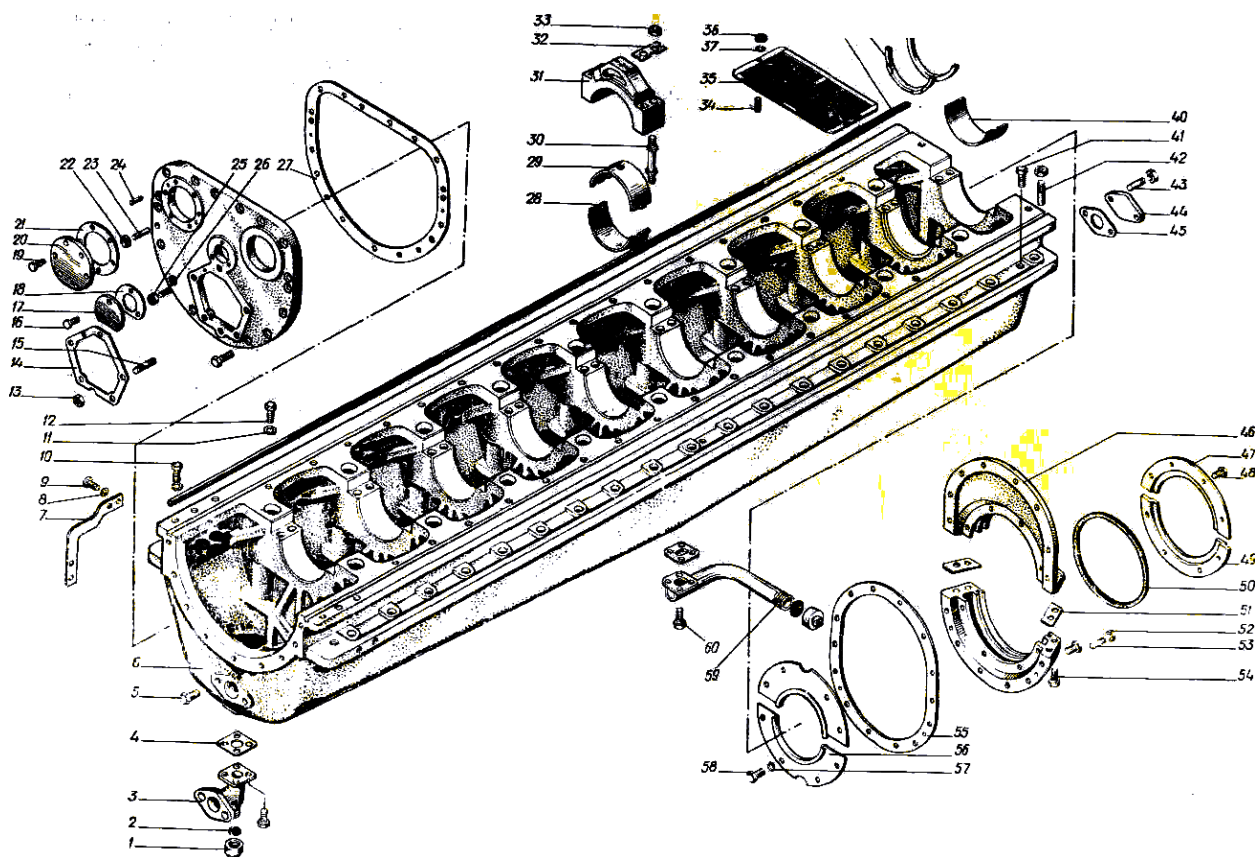


Рисунок 1.1 Фундаментна рама:

1 – пробка; 2,4,14,18,21,,27,45,51,55 – прокладка; 3 – труба зливна; 5,9,10,12,16,19,41,48,54,58,60 – болт; 6 – рама фундаментна; 7 – кронштейн; 8,11,32,37,57 – шайба; 13,22,25,36,52, - гайка; 33 – шайба стопорна; 15,30,34,43 – шпилька; 17 – заглушка; 20,44, - фланець глухий; 23,24,26,42,53 – штифт; 28,40 – вкладень нижній; 29 – вкладень верхній; 31 – кришка рамового упорного та опорного підшипників; 35 – сітка маслозаспокійлива; 38 – шнур гумовий; 39 – напівкільце; 46 – кожух верхній; 47,49 – кільце натискне; 50 – кільце сальника; 56 – відбивач; 59 – коробка зливна;

Блок-картер виконано методом лиття з чавуну. В бокових частинах блоку є люки для доступу до корінних та шатунних підшипників. В верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Порожнина охолодження ущільнюється мідними прокладками в верхній частині втулок циліндрів, а в нижній частині двома гумовими кільцями.

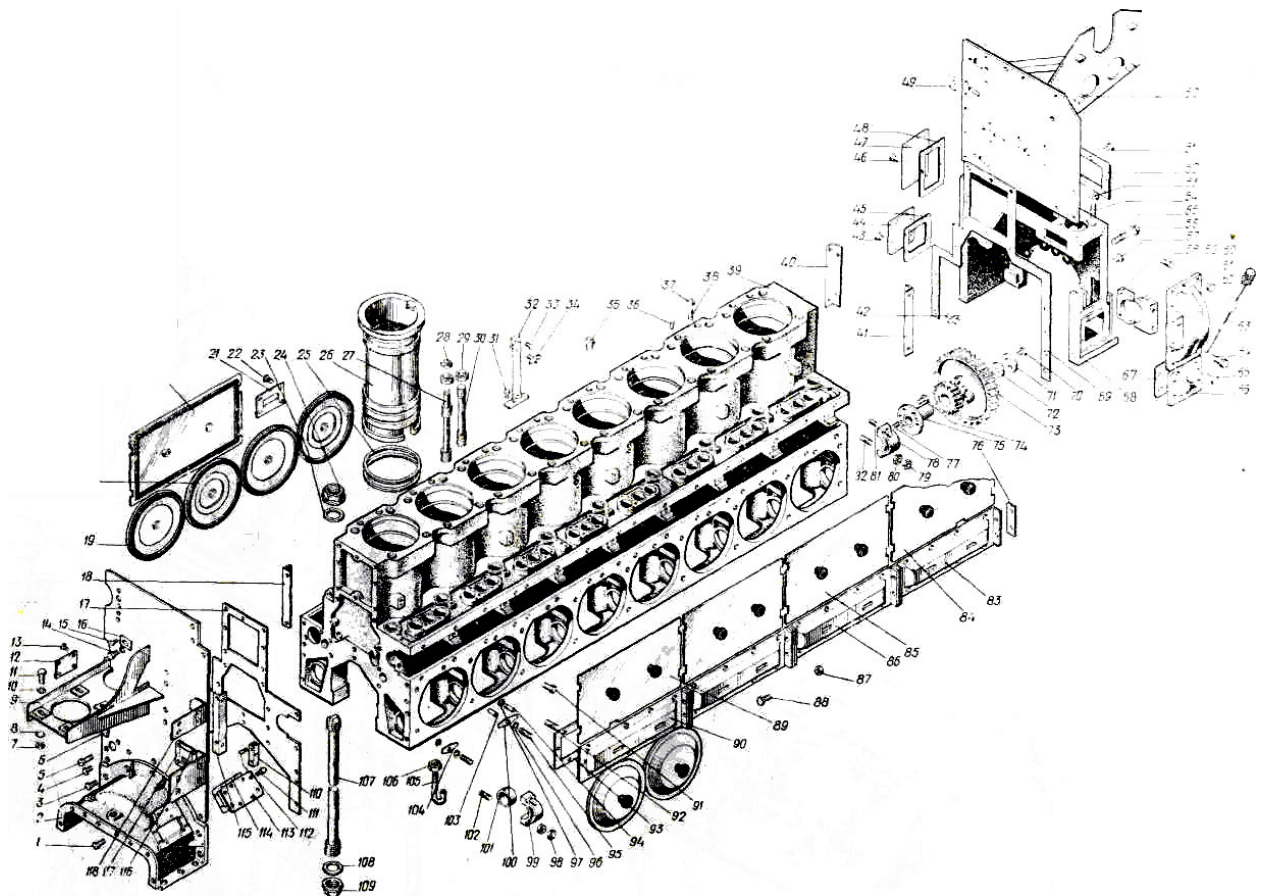


Рисунок 1.2 Блок-картер:

1, 3, 4, 5, 11, 14, 15, 22, 31, 43, 46, 51, 57, 64, 65, 70, 71, 88, 91, 111 — болт- 2 — кожух передній; 6, 9, 50, 118 — кронштейн; 7, 28, 29, 37, 53, 56, 62, 79, 80, 87, 98, 106 — гайка; 8, 10, 23, 96, 108 — шайба; 12 — табличка; 13, 33 — гвинт; 16, 49, 100, 104 — планка; 17, 21, 45, 48, 52, 67, 69, 76, 93, 114, 116 — прокладка; 18, 115 - уголок передній; 19, 20 — кришка картера; 24 — гайка верхня; 25 — кільце ущільнюоче; 26 — втулка робочого циліндру; 27, 30 — шпилька кришки циліндра; 32 — полка закриття; 34, 42 — заглушка; 35 — патрубок переливний; 36, 77, 81, 94 — штифт; 38, 54, 55, 59, 82, 92, 95, 102 — шпилька; 39 — блок-картер; 40, 41 - уголок задній; 44, 47 — кришка; 58, 60, 112 — ущільнення; 61, 68 — кожух; 63 — корпус щупа; 66 — гніздо щупа; 71 — шайба упорна; 72 — прокладка регулююча; 73 — комплект проміжних шестерен; 75 — вісь проміжної шестерні; 78 — кришка упорного підшипника; 83, 90 — щит крайній; 84, 85, 89 — щит закриття; 86 — щит середній; 97 — кільце ущільнюоче; 99 — кришка підшипника; 101 — вкладиш; 103 — втулка дистанційна; 105 — труба зливна; 107 — зв'язок анкерний; 109 — гайка нижня; 110 — стійка; 113 — кришка; 117 — заглушка.

На задньому торці блоку кріпиться кронштейн, на який встановлюється турбокомпресор. Турбокомпресор складається з осової турбіни та відцентрового компресора.

Радіальне колесо компресора виготовлено з алюмінієвого сплаву з лопатками параболічного профілю.

Турбіна осьова, одноступінчаста з литим турбінним диском та привареним до нього литими лопатками. Ротор турбокомпресора встановлюється на двох підшипниках ковзання.

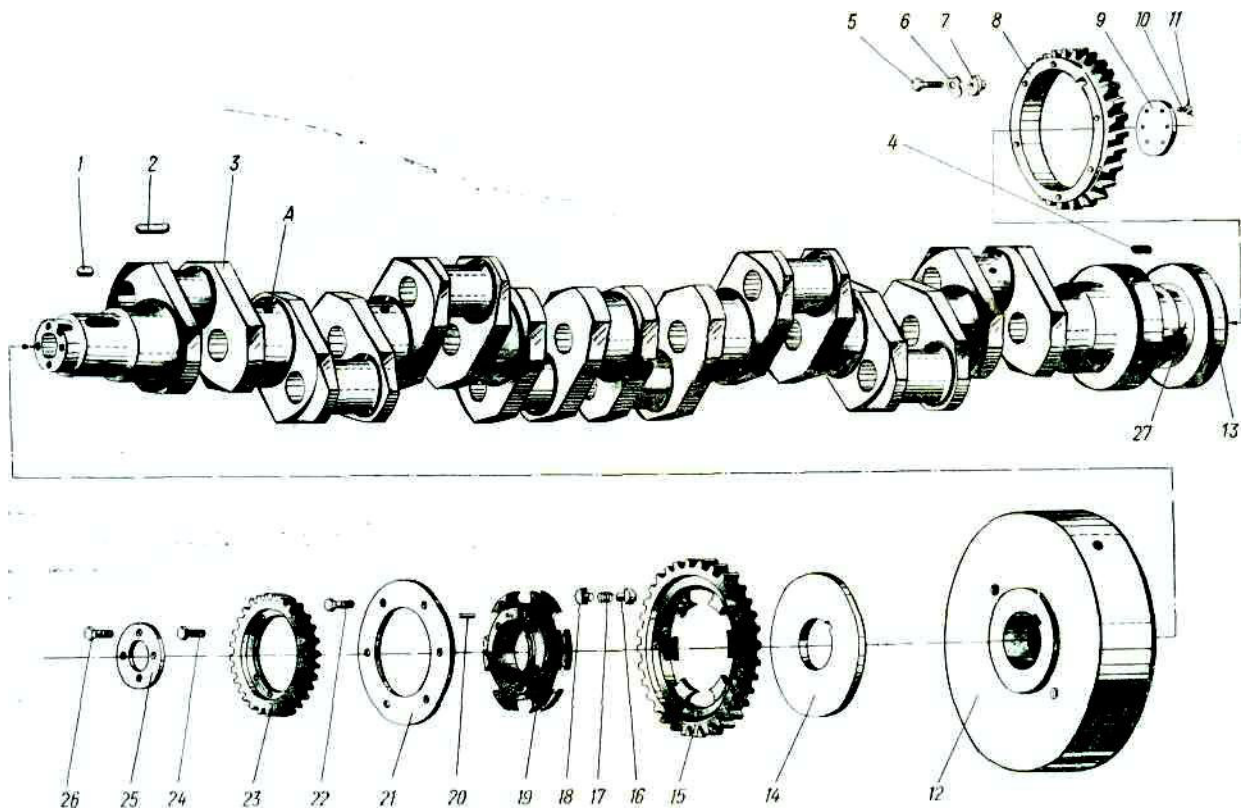


Рисунок 1.3 Вал колінчастий

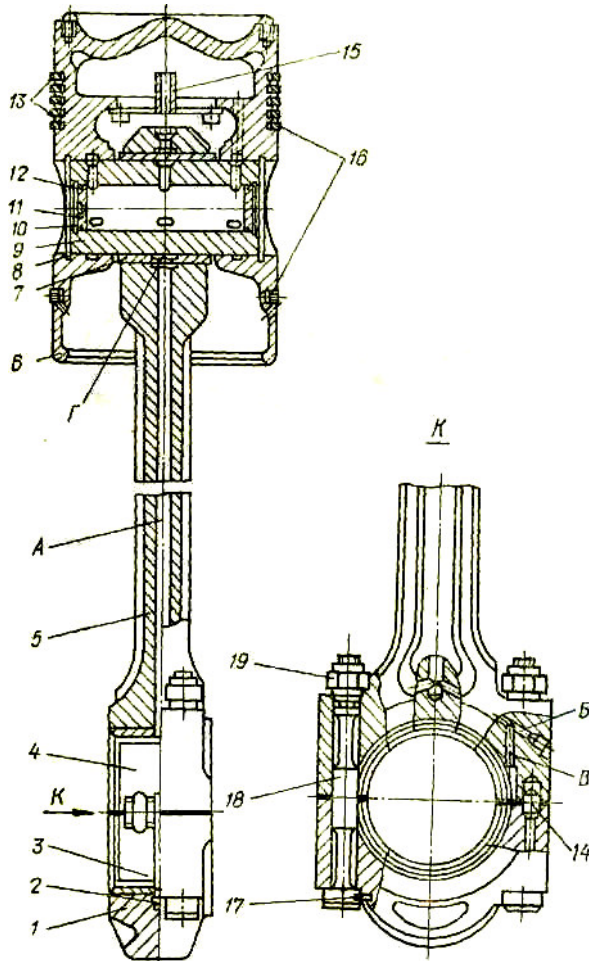
1, 2, 4 — шпонка; 3 — вал колінчастий; 5, 10, 22, 24, 26 — болт; 6 — шайба; 7 — прижим; 8 — шестерня; 9 — заглушка; 11- дріт; 12 — маховик переднього торця; 13 — фланець; 14 — кільце упорне; 15 — демпфіруюча шестерня приводу насоса водяного; 16, 18 — грибок; 17 — пружина; 19 — ступиця; 20 — штифт; 21 — диск; 23 — шестерня приводу насоса масляного; 25 — кільце опорне; 27 — масловідбивач

Втулка циліндра лита, чавунна. В нижній частині водяна порожнина ущільнюється двома гумовими кільцями. Камера згорання ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється в канавку на верхньому торці втулки, в яку входить борт кришки циліндра.

Колінчастий вал (рис.1.3) суцільно кований з вуглецевої сталі, має вісім шатунних та десять корінних шийок. Всі шийки порожнисті.

Для підводу мащення до корінних та шатунних шийок в них виконано спеціальні отвори.

На передньому кінці валу закріплені шестерні приводу водяних мастильних насосів. На задньому кінці, між сьомою та восьмою корінними шийками встановлена шестерня приводу розподільного валу.



Шатун (рис.1.4) штампований з вуглецевої сталі. Стержень шатуна

Рисунок 1.4 Шатун, поршень:

1 — кришка шатунного підшипника; 2, 14, 17 — штифт; 3 — вкладиш нижній; 4 — вкладиш верхній; 5 — стержень шатуна; 6 — поршень; 7 — втулка; 8, 10 — кільце стопорне; 9 — палець поршневий; 11 — заглушка; 12 — кільце ущільнювальне; 13 — кільце компресійне; 15 — кришка поршня; 16 — кільце маслоз'ємне; 18 — болт шатунний; 19 — гайка шатунного болта двотаврового перерізу.

У верхній головці шатуна запресовано бронзову втулку. Машення до поршневого пальця підводиться крізь отвір всередині стержня шатуна. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться чотирма болтами. Сталеві вкладиші нижньої головки шатуна зажаті бабітом.

Поршень (рис.1.4) литий, чавунний з ввігнутим днищем, шістьма поршковими кільцями: чотири компресійних та два масло знімних.

Поршковий палець сталевий, порожнистий, циліндричної форми, плаваючого типу.

2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При високих температурах і низькому тиску навколишнього середовища потужність двигуна зменшується.

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор.154

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] стор.32 і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо - повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання.

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

е) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3] стор.56 . Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньо оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2] стор.41.

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроектованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40...60^{\circ}\text{C}$ [3] стор.207.

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900\text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750\text{ K}$. [3] стор.125.

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93...0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90...0,95$. [3] стор.107

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1.45...1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Вихідні дані:

Ефективна потужність	$P_e =$	850	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	8	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_B =$	238	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	$P_r =$	225	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,93	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 95$	$R_{CH_4} = 0,95$
етан	$C_2H_6 = 2$	$R_{C_2H_6} = 0,02$
пропан	$C_3H_8 = 2$	$R_{C_3H_8} = 0,02$
бутан	$C_4H_{10} = 1$	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 0$	$R_{CO_2} = 0$
оксид вуглецю	$CO = 0$	$R_{CO} = 0$
азот	$N_2 = 0$	$R_{N_2} = 0$
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.

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

$$M_1 = 18,28 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість CO}_2: \quad M_{\text{CO}_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2), \text{ кмоль} \\ M_{\text{CO}_2} &= 1,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{\text{H}_2\text{O}} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= 2,09 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість O}_2: \quad M_{\text{O}_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{\text{O}_2} &= 1,4945 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість N}_2: \quad M_{\text{N}_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль} \\ M_{\text{N}_2} &= 13,654 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,328 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\begin{aligned} \Delta M &= M_2 - M_1, \text{ кмоль} \\ \Delta M &= 0,045 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\begin{aligned} \beta_0 &= \frac{M_2}{M_1} \\ \beta_0 &= 1,0025 \end{aligned}$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_e = T_a \times \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_b = 405,6 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (40 - 90^\circ \text{ K})$$

$$\text{число з інтервалу} = 70$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 335,6 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 320,9 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 226,1 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,046$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_c = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 349,4 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 5666,7 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 833,9 \text{ K}$$

$$t_c = 560,9^\circ \text{ C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp_{m_Z} \cdot t_Z - (mCv_{m_m} + 8.314\lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{\widetilde{MCO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0595$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1140$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0815$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,7450$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 22,36$$

$$b = 603,73$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

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.

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

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 503,58$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \times 10^{-5} x_{t_c}$ - 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:

$$a = 20,08$$

$$b = 251,79$$

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.

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

де:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

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

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

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,544$$

$$B = 29,231$$

$$C = 54994,13 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1635,6 \text{ C} \quad T_z = 1908,6 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 13000,4 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,29$$

$$\Delta \lambda = 6,71 \%$$

$\Delta \lambda$ 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.

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

$$P_{\epsilon} = 687,8 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1060,3 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 844,0 \text{ K}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 730,6 \text{ K}$$

$$\frac{|T_r - T_{\text{ср.г.}}|}{T_{\text{ср.г.}}} \times 100 \% = 2,59 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1391,5 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

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

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/C$$

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

$$V_{П.СР.} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1273,75 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,92$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,385$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, M^3 / (квт. год).$$

$$b_e = 0,27 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / год$$

$$B = 230,1 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 133,46 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,68 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$D = 250,0 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D, \text{ мм}$$

$$S = 340,0 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 133,45 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 849,9 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 850,0 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,01 \%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 8ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	139 1,5
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,67
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ε	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	13,0
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
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

$$P_{ct} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$P_{ст,МП}$ А	$P_{ст,ММ}$	$P_{роз,МП}$ а	$P_{роз,ММ}$
1	5,67	113,4	13,0	260,0
1,25	3,506	70,1	8,285	165,7
1,75	2,211	44,2	5,44	108,8
2,0	1,842	36,8	4,604	92,1
2,5	1,357	27,1	3,483	69,7
3,0	1,057	21,1	2,773	55,5
4,0	0,712	14,2	1,936	38,7
5,5	0,461	10,2	1,3	26,0
7,0	0,331	6,6	0,962	19,2
9,2	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,2	4,0	0,579	11,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 8ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуємо 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 $AB = 237,5$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,225$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 5,67$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 13,0$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , 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 $X \cdot (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
r', до ВМТ	20	0,073	8,6
r'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,70$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,76 = 5,71$ МПа;

$p_c'/m_p = 5,71/0,05 = 114,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,95 = 9,31$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,31/0,05 = 186,2$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,9$ мм

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$$

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.

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	P_e	849,9 кВт
частота обертання колінвалу	n	600 хв ⁻¹
діаметр циліндру	D	250 мм
хід поршня:	S	340 мм
число циліндрів:	i	8
коефіцієнт тактності:	Z	4
нижча теплота згорання газу:	Q_H	34500 кДж/кг
годинна витрата газу:	B_r	230,1 м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	η_i	0,42
ефективний к.к.д.:	η_{ei}	0,39
кількість свіжого заряду	M_1	18,283 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	M_r	18,328 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{cp.g.}$	844,0 К
температура на початку стиску	T_d	349,4 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	mC_v	25,63 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	mC_v	21,85 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	P_{mi}	1391,52 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_G - 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:

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

$$Q_{II} = 2204,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 849,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 38,5 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 850 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,01 \%$$

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.

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

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

З експериментальних даних:

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

$$W_{с.т.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 264,6 \text{ кВт}$$

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 67,4 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 67,4 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 331,9 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

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

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

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

$$V_B = 0,0119 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,65$$

$$P_{\epsilon.н.} = 1,79 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 1,79 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

$$Q_{\epsilon} = 333,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_6 = Q_6 / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_6 = 15,14 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_7 = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p')_{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_d} \cdot T_d \right]$$

$$mC_p' = 8,314 + mC_p'' \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p' = 8,314 + mC_p'' \quad \text{ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_7 = 885,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_7 = Q_7 / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_7 = 40,15 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і витрачається на

привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MI} = (Q_v + Q_{MD}) - Q_6$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0509$$

тоді

$$Q_{MD} = 112,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 43,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$$K = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу} \quad K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0043 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \quad \text{Па}$$

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

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 2,15 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 2,1 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 45,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,05 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_c + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 90,8 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 4,12 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7 Тепловий баланс двигуна

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	849,9	38,5
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	333,7	15,1
теплота, яка виноситься випускними газами	885,3	40,1
теплота, яка відводиться маслом	45,3	2,1
невраховані теплові втрати	90,8	4,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2204,9	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 8ГЧН 25/34.

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

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

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	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
в) Ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 260 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 13,0 \text{ МПа}$
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 $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с}$	

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

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку.

φ°	Рц	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _г	F _к	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _г	F _к
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,0	9,8	-67,3	-57,5	0,0	-57,5	0,0	4,0	-27,4	-23,4	0,0	-23,4	0,0
15	4,0	9,8	-63,7	-53,9	-3,4	-51,1	-17,3	4,0	-26,0	-22,0	-1,4	-20,8	-7,0
30	4,0	9,8	-53,4	-43,6	-5,4	-35,1	-26,5	4,0	-21,8	-17,8	-2,2	-14,3	-10,8
45	4,0	9,8	-38,2	-28,4	-5,0	-16,5	-23,6	4,0	-15,6	-11,6	-2,0	-6,7	-9,6
60	4,0	9,8	-20,4	-10,5	-2,3	-3,3	-10,3	4,0	-8,3	-4,3	-0,9	-1,3	-4,2
75	4,0	9,8	-2,5	7,3	1,8	0,2	7,6	4,0	-1,0	3,0	0,7	0,1	3,1
90	4,0	9,8	13,3	23,1	5,9	-5,9	23,1	4,0	5,4	9,4	2,4	-2,4	9,4
105	4,0	9,8	25,5	35,3	8,6	-17,5	31,9	4,0	10,4	14,4	3,5	-7,1	13,0
120	4,0	9,8	33,6	43,5	9,5	-29,9	32,9	4,0	13,7	17,7	3,9	-12,2	13,4
135	4,0	9,8	38,2	48,0	8,5	-39,9	27,9	4,0	15,6	19,6	3,5	-16,3	11,4
150	4,0	9,8	40,1	49,9	6,2	-46,3	19,6	4,0	16,4	20,4	2,5	-18,9	8,0
165	4,0	9,8	40,7	50,5	3,2	-49,6	10,0	4,0	16,6	20,6	1,3	-20,2	4,1
180	4,0	9,8	40,7	50,5	0,0	-50,5	0,0	4,0	16,6	20,6	0,0	-20,6	0,0
195	4,0	9,8	40,7	50,5	-3,2	-49,6	-10,0	4,0	16,6	20,6	-1,3	-20,2	-4,1
210	4,1	10,1	40,1	50,2	-6,2	-46,6	-19,7	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
225	4,5	11,0	38,2	49,2	-8,7	-41,0	-28,7	4,5	15,6	20,1	-3,5	-16,7	-11,7
240	5,1	12,5	33,6	46,2	-10,1	-31,8	-34,9	5,1	13,7	18,8	-4,1	-13,0	-14,2
255	5,9	14,5	25,5	40,0	-9,8	-19,8	-36,1	5,9	10,4	16,3	-4,0	-8,1	-14,7
270	7,5	18,4	13,3	31,7	-8,0	-8,0	-31,7	7,5	5,4	12,9	-3,3	-3,3	-12,9
285	10,3	25,3	-2,5	22,8	-5,6	0,5	-23,5	10,3	-1,0	9,3	-2,3	0,2	-9,6
300	15,0	36,8	-20,4	16,4	-3,6	5,1	-16,0	15,0	-8,3	6,7	-1,5	2,1	-6,5
315	23,9	58,6	-38,2	20,4	-3,6	11,9	-17,0	23,9	-15,6	8,3	-1,5	4,9	-6,9
330	42,4	104,0	-53,4	50,6	-6,3	40,7	-30,7	42,4	-21,8	20,6	-2,6	16,6	-12,5
345	73,7	180,8	-63,7	117,1	-7,5	111,2	-37,5	73,7	-26,0	47,7	-3,0	45,3	-15,3
360	114,2	280,1	-67,3	212,9	0,0	212,9	0,0	114,2	-27,4	86,8	0,0	86,8	0,0

Таблица 2.5 продолжения													
375	180,0	441,6	-63,7	377,9	24,1	358,8	121,1	180,0	-26,0	154,0	9,8	146,3	49,4
390	105,8	259,5	-53,4	206,1	25,5	165,7	125,2	105,8	-21,8	84,0	10,4	67,6	51,0
405	63,5	155,8	-38,2	117,6	20,8	68,5	97,8	63,5	-15,6	47,9	8,5	27,9	39,9
420	41,0	100,6	-20,4	80,2	17,5	25,0	78,2	41,0	-8,3	32,7	7,1	10,2	31,9
435	28,8	70,7	-2,5	68,2	16,7	1,5	70,2	28,8	-1,0	27,8	6,8	0,6	28,6
450	21,8	53,5	13,3	66,8	16,9	-16,9	66,8	21,8	5,4	27,2	6,9	-6,9	27,2
465	17,3	42,4	25,5	67,9	16,6	-33,6	61,3	17,3	10,4	27,7	6,8	-13,7	25,0
480	14,0	34,3	33,6	68,0	14,8	-46,8	51,5	14,0	13,7	27,7	6,0	-19,1	21,0
495	12,4	30,4	38,2	68,6	12,1	-57,1	39,9	12,4	15,6	28,0	4,9	-23,3	16,3
510	10,6	26,0	40,1	66,1	8,2	-61,4	26,0	10,6	16,4	27,0	3,3	-25,0	10,6
525	9,2	22,6	40,7	63,2	4,0	-62,1	12,5	9,2	16,6	25,8	1,6	-25,3	5,1
540	7,4	18,2	40,7	58,9	0,0	-58,9	0,0	7,4	16,6	24,0	0,0	-24,0	0,0
555	4,7	11,5	40,7	52,2	-3,3	-51,3	-10,3	4,7	16,6	21,3	-1,4	-20,9	-4,2
570	4,1	10,1	40,1	50,2	-6,2	-46,6	-19,7	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
585	3,7	9,1	38,2	47,3	-8,3	-39,3	-27,5	3,7	15,6	19,3	-3,4	-16,0	-11,2
600	3,5	8,6	33,6	42,2	-9,2	-29,1	-32,0	3,5	13,7	17,2	-3,8	-11,9	-13,0
615	3,5	8,6	25,5	34,1	-8,3	-16,9	-30,8	3,5	10,4	13,9	-3,4	-6,9	-12,5
630	3,5	8,6	13,3	21,9	-5,6	-5,6	-21,9	3,5	5,4	8,9	-2,3	-2,3	-8,9
645	3,5	8,6	-2,5	6,1	-1,5	0,1	-6,3	3,5	-1,0	2,5	-0,6	0,1	-2,6
660	3,5	8,6	-20,4	-11,8	2,6	-3,7	11,5	3,5	-8,3	-4,8	1,0	-1,5	4,7
675	3,5	8,6	-38,2	-29,6	5,2	-17,2	24,6	3,5	-15,6	-12,1	2,1	-7,0	10,0
690	3,5	8,6	-53,4	-44,8	5,6	-36,0	27,2	3,5	-21,8	-18,3	2,3	-14,7	11,1
705	3,5	8,6	-63,7	-55,1	3,5	-52,3	17,7	3,5	-26,0	-22,5	1,4	-21,3	7,2
720	3,5	8,6	-67,3	-58,7	0,0	-58,7	0,0	3,5	-27,4	-23,9	0,0	-23,9	0,0

3 РОЗРАХУНОК ТА РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЗМІШУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ

3.1 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу [10]

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.

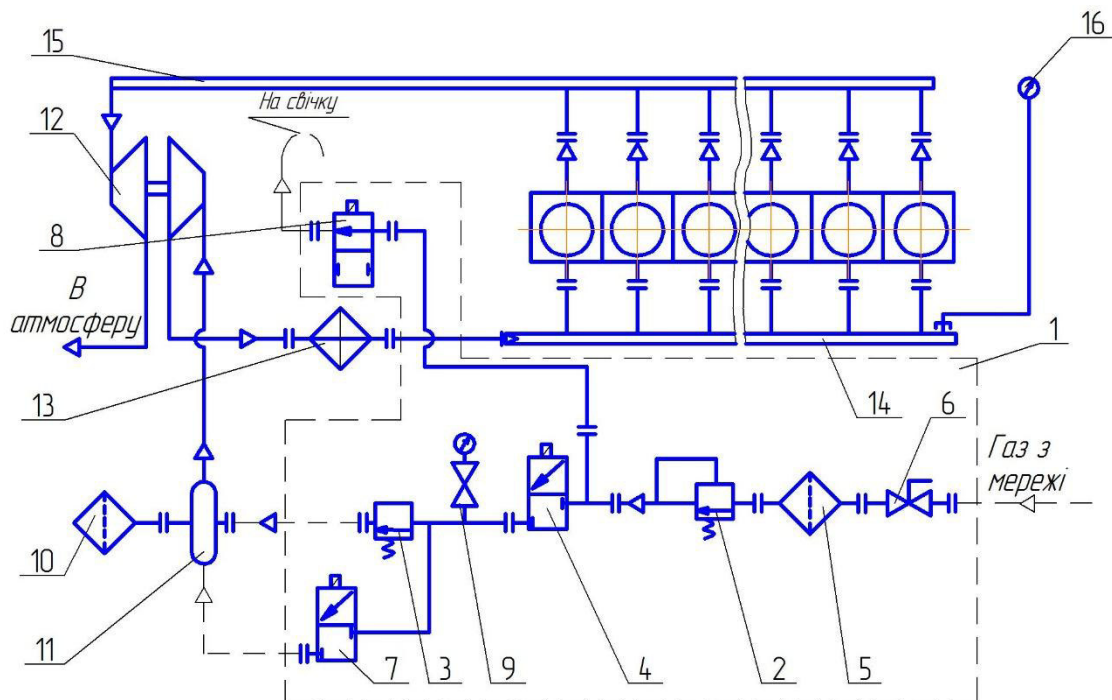


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну двигуна- прототипу 8ГЧН25/34

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 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

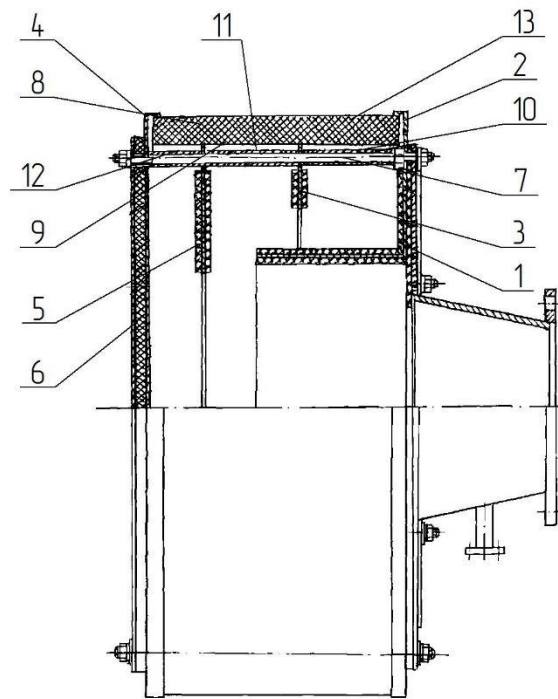


Рисунок 3.2 Фільтр-глушник

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.

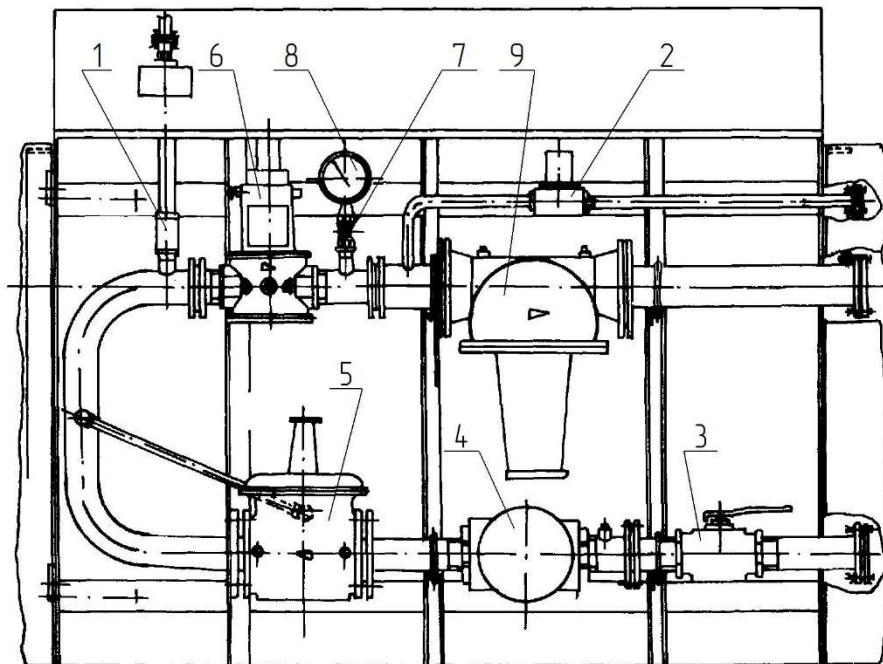


Рисунок 3.3 Блок газової апаратури

1-електромагнітний клапан ЕМК3/4"; 2-ЕМК1/2"; 3-кран кульовий; 4-фільтр газу; 5-регулятор тиску; 6- електромагнітний клапан повільного відкриття; 7-кран кнопочний; 8-манометр; 9-регулятор співвідношення газ/повітря.

кульовий 3, кран кнопочний 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).

3.1.2 Фільтр – глушник

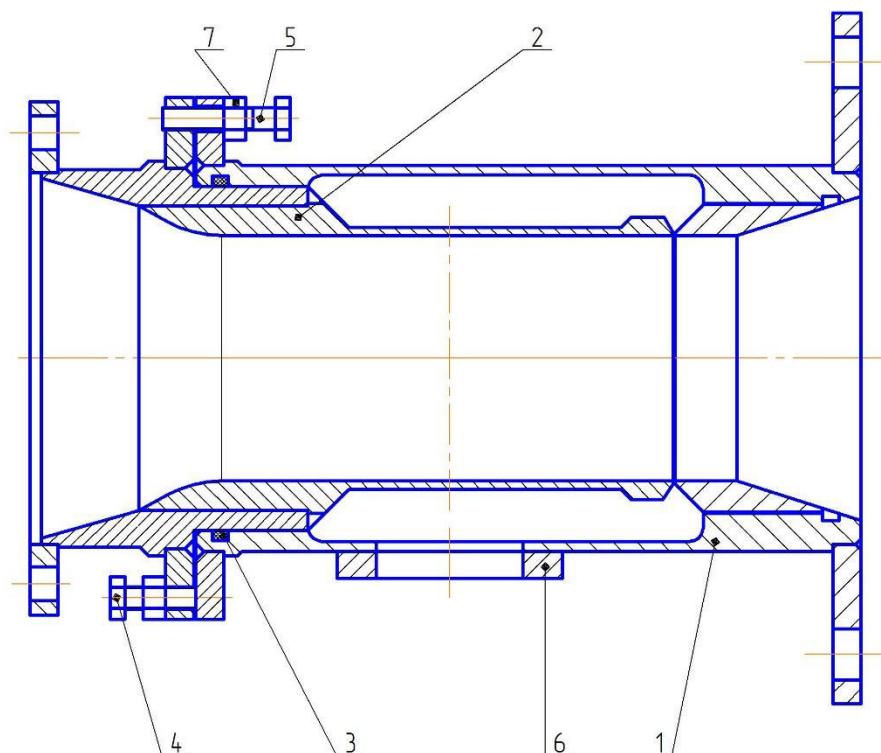
Фільтр – глушник (рис.3.2) призначений для очищення повітря, що подається в двигун від пилу, сторонніх предметів та інших забруднень, а також для зменшення шуму впуску.

Фільтр – глушник через перехідник 1 кріпиться до турбокомпресора, а до патрубка 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.

3.1.3 Змішувальна камера

Змішувальна камера двигунів типу 6ГЧН25/34 і 8ГЧН25/34 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.



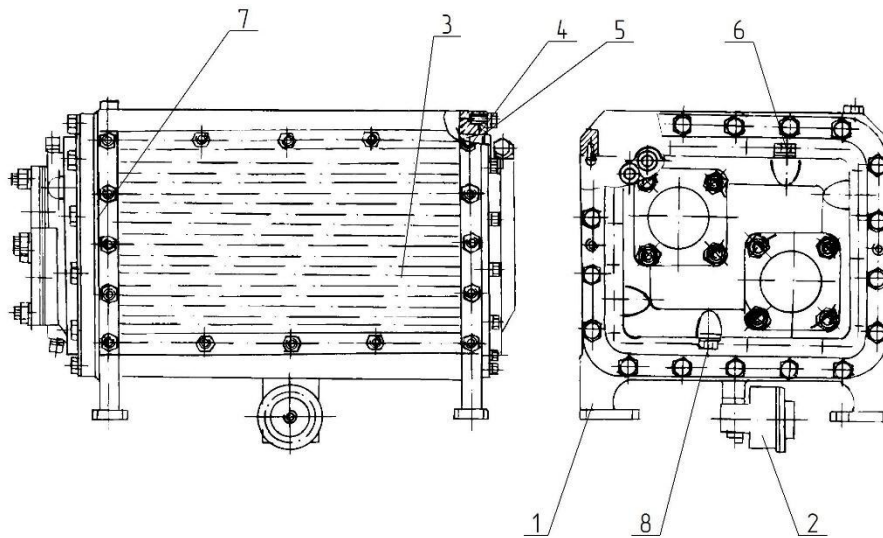
*Рисунок 3.4 Камера змішувальна двигуна-прототипу
1-корпус; 2-вставка; 3-кільце ущільнююче; 4 -болт
віджимний; 5-болт стяжний; 6-фланець; 7-гайка
стопорна*

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 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.

3.1.4 Охолоджувач газоповітряної суміші

Охолоджувач газоповітряної суміші (ОГПС) призначений для охолодження газоповітряної суміші, що поступає із турбокомпресора в циліндри двигуна. ОГПС (рис.3.5) складається із пакета гладеньких труб, кінці яких завальковані в рухомій та нерухомій дошках. Пакет трубок омивається з однієї сторони охолоджуючою водою, а з іншої сторони охолоджуваною

сумішшю повітря та газу. Нерухома трубна дошка пакету жорстко кріпиться до корпусу 1, рухома дошка ущільнюється в корпусі гумовим кільцем 4 та фланцем 5. До рухомої та нерухомої дошкам пакету кріпляться кришки.



*Рисунок 3.5 Охолоджувач газоповітряної суміші
1- корпус охолоджувача; 2 - клапан зливу; 3 - секція охолодження;
4 - кільце ущільнююче; 5 - фланець; 6,8 - пробка; 7 - прокладка.*

В кришці підведення охолоджуючої води горизонтальне ребро розташоване так, що ділить пакет на дві секції, в результаті чого охолоджуюча вода змінює свій напрямок, послідовно проходячи кожен секцію та виходить із охолоджувача. В кришці є дві пробки: верхня 6 для видалення повітря із охолоджувача при заповненні його водою, нижня 8 – для зливання води із охолоджувача.

Також на корпусі охолоджувача встановлений клапан 2 для видалення води із колектора впускного при зупинці та стоянці двигуна.

Клапан зливний складається із корпусу, клапану, сідла клапану, пружини, мембрани, кришки та з'єднувальних трубопроводів. Робоче середовище – масло під тиском від системи двигуна. При наявності тиску в системі масло через гумову мембрану і клапан закриває отвір, що з'єднує порожнину колектора з атмосферою. При зупинці двигуна тиск в системі змащування падає і клапан за допомогою пружини відкриває отвір і вода, що потрапила в порожнину впускного колектора, витікає по зливному трубопроводу в ємкість для збирання протікань. Значне витікання рідини (води) із трубопроводу зливання свідчить

про пошкодження трубок всередині охолоджувача або порушенні ущільнення трубок в дошках.

Наявність значного витікання масла із трубопроводу зливання свідчить про пошкодження гумової мембрани або витіканню масла із масляної порожнини компресора ТК. Для заміни мембрани – відвернути болти, зняти кришку, замінити мембрану і встановити кришку на місце. Регулювання продувочний клапан не потребує.

3.2 Розрахунок проекрованої змішувальної камери

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 8 ГЧН25/34 і складає

$$V_{\text{ГПС}} = \alpha \cdot V_{\text{Г}} \cdot L_0 + V_{\text{Г}} = 1,7 \cdot 230,1 \cdot 10,17 + 230,1 = 4208 \text{ м}^3/\text{год.}$$

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

$$P_{\text{ін.х.х.}} = P_{\text{мех.}} = (1 - \eta_{\text{м}})P_{\text{е}} = (1 - 0,92) \cdot 850 = 68 \text{ кВт, де (1) [3]}$$

$\eta_{\text{м}} = 0,92$ – механічний ККД газового двигуна, підрахований при розрахунку робочого процесу двигуна;

$P_{\text{е}} = 850 \text{ кВт}$ – номінальна ефективна потужність двигуна

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

$$B_{\text{х.х.}} = P_{\text{ін.х.х.}} \cdot b_i = 68 \cdot 0,25 = 17 \text{ м}^3/\text{год, де}$$

$b_i = 0,25 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$ – індикаторна питома витрата природного газу.

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

$$V_{\text{ГПС х.х.}} = B_{\text{х.х.}} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0) = 17 \cdot (1 + 1,7 \cdot 10,17) = 310 \text{ м}^3/\text{год.}, \text{ де}$$

$\alpha = 1,7$ – коефіцієнт надлишку повітря для згоряння природного газу на режимі холостого ходу;

$L_0 = 10,17 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – теоретична витрата повітря для згоряння 1 м^3 природного газу.

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

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

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

Із формули (4) знаходимо діаметр змішувальної камери

$$d_{\text{зк}} = \sqrt[4]{4 \cdot V_{\text{ГПС}} / 3600 \cdot \pi \cdot v_{\text{зк}}} = \sqrt[4]{4 \cdot 4208 / 3600 \cdot \pi \cdot 75} = 0,141 = 141 \text{ мм}$$

Для подальших розрахунків приймаємо діаметр отвору змішувальної камери $d_{зк} = 141\text{мм}$

3.3 Опис конструкції запроєктованої змішувальної камери

В бакалаврській роботі розроблена конструкція змішувальної камери (рис.3.6), яка в порівнянні із серійною змішувальною камерою (рис.3.4) має ряд 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 перед турбокомпресором у верхній частині двигуна зробити точне регулювання зазору важко (незручності при роботі на висоті, сильний аеродинамічний шум ТК, високі температури в районі в ТК, нерівномірна затяжка болтів стяжних).

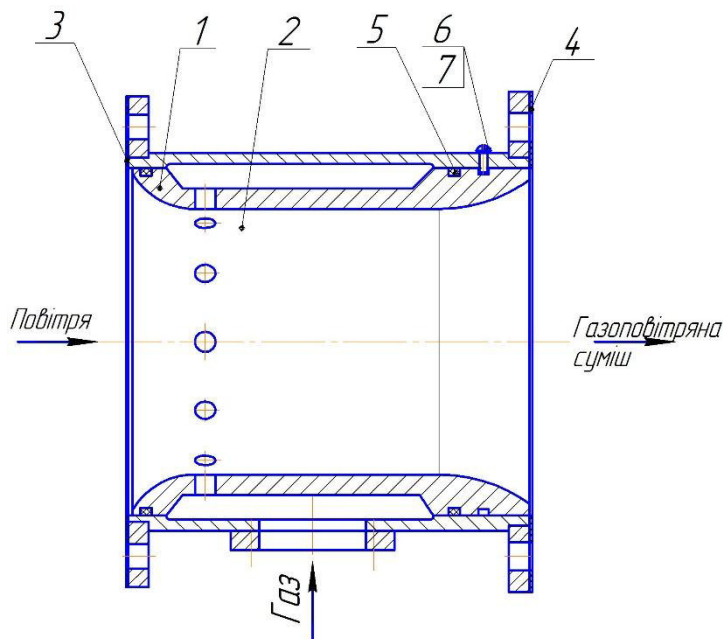


Рисунок 3.6 Камера змішувальна запроєктованого двигуна
1 – корпус; 2 – вставка; 3, 4 – прокладка; 5 – кільце гумове;
6 – гвинт; 7 – шайба стопарна

В запроєктованій змішувальній камері подача газу регулюється газовим клапаном (рис.3.7), 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 технологічна у виготовленні.

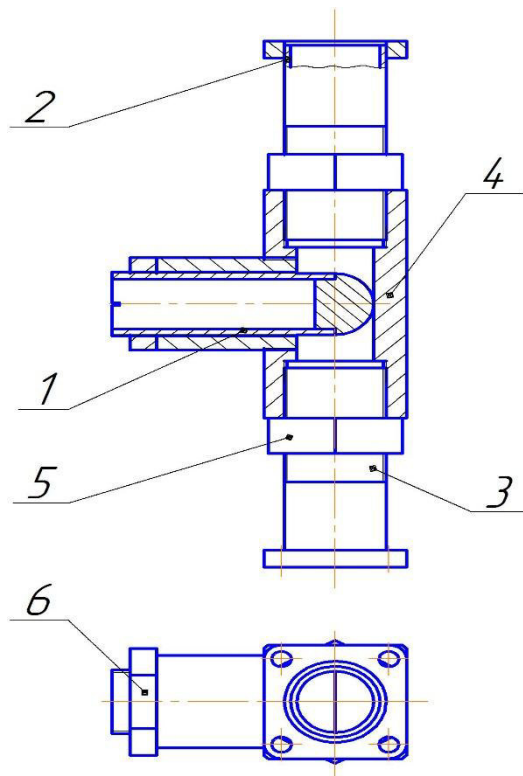


Рисунок 3.7 Клапан газовий
1 – сідло; 2,3 – патрубок; 4 – корпус; 5,6 – гайка

3.4 РОЗРАХУНОК ЗМІШУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 8ГЧН 25/34 [3], [5]

1. Вихідні дані для розрахунку змішувальної камери при роботі двигуна на режимі номінальної потужності

1. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння природного газу	$\alpha =$	1,73	
2. Витрата газу в змішувальну камеру	$V_{\Gamma} =$	240,8	м ³ /год
3. Тиск газу на вході в змішувальну камеру	$p_{\Gamma} =$	101500	Па
4. Тиск навколишнього середовища	$p_0 =$	100000	Па
5. Показник адіабати для газу	$\kappa =$	1,3	
6. Газова постійна для повітря	$R_{\Pi} =$	283	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$
7. Газова постійна для газу	$R_{\Gamma} =$	519	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$
8. Температура навколишнього середовища	$T_0 =$	293	К
9. Торетичний об'єм повітря, необхідний для згоряння 1 м ³ природного газу	$L_0 =$	10,17	м ³ /м ³
10. Мінімальний діаметр перерізу змішувальної камери	$d_{\min} =$	0,13	м

Розрахунок

1. Витрата повітря для згоряння газового палива $V_{\Pi} = \alpha \cdot L_0 \cdot V_{\Gamma}$	$V_{\Pi} =$	4236,7	м ³ /год
1. Мінімальна площа перерізу змішувальної камери	$f_{\min} =$	0,0133	м ²
2. Максимальна швидкість повітря в змішувальній камері $v_n = \frac{V_{\Pi}}{f_{\min}}, \text{ м/сек}$	$V_{\Pi} =$	88,7	м/сек
3. Густина повітря $\rho_{\Pi} = \frac{P_0}{R_{\Pi} \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3$	$\rho_{\Pi} =$	1,21	кг/м ³

4.Розрідження в змішувальній камері

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot v_n^2}{2}, H / m^2$$

$$\Delta P = 4745,1 \quad H/m^2$$

$$\Delta P = 483,7 \quad \text{мм. вод.ст.}$$

5.Тиск в змішувальній камері

$$P_{зк} = P_0 - \Delta P, H / m^2$$

$$P_{зк} = 95255 \quad H/m^2$$

6.Густина паливного газу

$$\rho_r = \frac{P_r}{R_r \cdot T_0}, \text{кг} / m^3$$

$$\rho_r = 0,67 \quad \text{кг} / m^3$$

7.Масова витрата природного газу в змішувальну камеру

$$G_r = V_r \cdot \rho_r, \text{кг} / \text{год}$$

$$G_r = 160,7 \quad \text{кг} / \text{год}$$

8.Коефіцієнт витрати отворів в змішувальній камері для подачі паливного газу

$$\varphi = 0,75$$

9.Необхідна площа отворів в змішувальній камері для витікання паливного газу

$$f_0 = \frac{G_r}{3600 \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot P_r \cdot \rho_r \cdot \left[\left(\frac{P_{зк}}{P_r} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{зк}}{P_r} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}},$$

$$f_0 = 676,3 \quad \text{мм}^2$$

10.Кількість отворів в змішувальній камері для подачі паливного газу

$$i = 12$$

11.Швидкість газу на вході в змішувальну камеру

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_r \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{зк}}{P_r} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

$$c = 138,5 \quad \text{м} / \text{с}$$

12.Діаметр отвору для подачі газу в змішувальну камеру

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_0}{\pi \cdot i \cdot \varphi}}$$

$$d_0 = 9,8 \quad \text{мм}$$

2. Вихідні дані для розрахунку змішувальної камери при роботі двигуна на режимі холостого ходу

1.Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння природного газу на режимі холостого ходу

$$\alpha = 1,65$$

2.Витрата газу в змішувальну камеру	$V_{\Gamma} =$	23,3	м ³ /год
3.Тиск газу на вході в змішувальну камеру	$p_{\Gamma} =$	101500	Па
4.Тиск навколишнього середовища	$p_0 =$	100000	Па
5.Показник адіабати для газу	$\kappa =$	1,3	
6.Газова постійна для повітря	$R_{\Pi} =$	283	$\frac{\kappa Дж}{кг \cdot град}$
7.Газова постійна для газу	$R_{\Gamma} =$	519	$\frac{\kappa Дж}{кг \cdot град}$
8.Температура навколишнього середовища	$T_0 =$	293	К
9. Торетичний об'єм повітря, необхідний для згоряння 1 м ³ природного газу	$L_0 =$	10,17	м ³ /м ³
10.Мінімальний діаметр перерізу змішувальної камери	$d_{\min} =$	0,13	м

Розрахунок

1.Витрата повітря для згоряння газового палива $V_{\Pi} = \alpha \cdot L_0 \cdot V_{\Gamma}$	$V_{\Pi} =$	390,99	м ³ /год
1.Мінімальна площа перерізу змішувальної камери	$f_{\min} =$	0,0133	м ²
2.Максимальна швидкість повітря в змішувальній камері $v_n = \frac{V_{\Pi}}{f_{\min}}, м/сек$	$V_{\Pi} =$	8,2	м/сек
3.Густина повітря $\rho_{\Pi} = \frac{P_0}{R_{\Pi} \cdot T_0}, кг/м^3$	$\rho_{\Pi} =$	1,21	кг/м ³
4.Розрідження в змішувальній камері $\Delta P = \frac{\rho \cdot v_n^2}{2}, Н/м^2$	$\Delta P =$	40,4	Н/м ²
	$\Delta P =$	4,1	мм. вод.ст.
5.Тиск в змішувальній камері $P_{зк} = P_0 - \Delta P, Н/м^2$	$p_{зк} =$	99960	Н/м ²

6.Густина паливного газу

$$\rho_{\Gamma} = \frac{p_{\Gamma}}{R_{\Gamma} \cdot T_0}, \text{кг/м}^3 \quad \rho_{\Gamma} = 0,67 \quad \text{кг/м}^3$$

7.Масова витрата природного газу в змішувальну камеру

$$G_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot \rho_{\Gamma}, \text{кг/год} \quad G_{\Gamma} = 15,6 \quad \text{кг/год}$$

8.Коефіцієнт витрати отворів в змішувальній камері для подачі паливного газу

$$\varphi = 0,75$$

9.Необхідна площа отворів в змішувальній камері для витікання паливного газу

$$f_0 = \frac{G_{\Gamma}}{3600 \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot P_{\Gamma} \cdot \rho_{\Gamma} \cdot \left[\left(\frac{P_{3\kappa}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{3\kappa}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}, \quad f_0 = 128,1 \quad \text{мм}^2$$

10.Кількість отворів в змішувальній камері для подачі паливного газу

$$i = 12$$

11.Швидкість газу на вході в змішувальну камеру

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{3\kappa}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad c = 68,1 \quad \text{м/с}$$

12.Діаметр отворів для подачі газу в змішувальну камеру

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_0}{\pi \cdot i \cdot \varphi}} \quad d_0 = 4,3 \quad \text{мм}$$

Висновки

Результати розрахунків змішувальної камери для двигуна 8ГЧН25/34 свідчать про те, що її конструкція і розміри забезпечать подачу необхідної кількості газоповітряної суміші в циліндри двигуна як на режимі номінальних потужностей так і на режимі холостого ходу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Заходи з охорони праці при експлуатації газового двигуна

Забезпечення безпечних умов праці при експлуатації газових двигунів внутрішнього згоряння (ГДВЗ) є пріоритетним завданням, оскільки цей тип обладнання відноситься до об'єктів підвищеної небезпеки. Основною особливістю є використання газоподібного палива (метану, пропан-бутану або ПНГ), яке під тиском подається до системи, що створює ризики вибуху, пожежі та отруєння персоналу.

4.1.1 Аналіз потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

При роботі з газопоршневими установками на персонал діє комплекс факторів, які згідно з ДСТУ можна поділити на:

- Фізичні фактори: рухомі частини двигуна та допоміжних агрегатів (вал, вентилятори); високий тиск у паливній магістралі та системі змащення; підвищена температура поверхонь (вихлопний тракт може нагріватися до 450–550°C); високий рівень акустичного шуму (до 105–110 дБА) та вібрація підмурівка; небезпечна напруга в системі запалювання та електрообладнанні.
- Хімічні фактори: ризик витоку горючого газу (вибухонебезпечність); наявність у відпрацьованих газах токсичних компонентів (оксиди азоту NO_x , оксид вуглецю CO).

4.1.2. Технічні заходи забезпечення безпеки

Для запобігання аварійним ситуаціям приміщення машинної зали та безпосередньо конструкція двигуна повинні відповідати наступним вимогам:

- Система контролю загазованості. Приміщення обов'язково обладнується автоматичною системою виявлення газу. Датчики-газоаналізатори встановлюються у місцях можливого скупчення газу (під стелею для метану). При

досягненні 10% концентрації від нижньої межі вибуховості вмикається примусова вентиляція та звукова сигналізація. При досягненні 20% спрацьовує автоматичний відсічний клапан, який повністю припиняє подачу газу до двигуна.

- Вентиляція та вибухозахист. Машинне відділення повинно мати природну та примусову витяжну вентиляцію у вибухозахищеному виконанні. Кратність повітрообміну має бути не менше 3 разів на годину під час роботи. Усе електрообладнання (світильники, перемикачі) повинно мати відповідний клас вибухозахисту (Ех-маркування).

- Захист від опіків та механічних травм. Усі гарячі поверхні двигуна (вихлопні колектори, турбокомпресори) повинні бути закриті теплоізоляційними кожухами, щоб температура зовнішньої поверхні не перевищувала 45–60°C. Обертові деталі (муфти, вали) мають бути закриті металевими захисними сітками.

4.1.3. Організаційні заходи та вимоги до персоналу

До обслуговування газового двигуна допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли: спеціальне навчання з питань газової безпеки; первинний та повторні інструктажі з охорони праці; медичний огляд.

4.1.4. Пожежна безпека

Приміщення з газовим двигуном класифікується як категорія А за вибухопожежною небезпекою.

Система пожежогасіння: рекомендується використання автоматичних установок газового (CO₂) або порошкового гасіння.

Первинні засоби: поруч із двигуном мають бути розміщені вуглекислотні вогнегасники типу ВВк та ящик з піском.

Іскрогасіння: система вихлопу двигуна повинна бути обладнана іскрогасником для запобігання виходу розпечених часток в атмосферу.

4.1.5. Розрахунок необхідної кількості повітря для вентиляції

Для забезпечення безпеки за санітарними нормами, необхідний об'єм повітря (L) розраховується за кількістю шкідливих викидів: $L = M / (C_{\max} - C_{\text{in}})$ Де: M — кількість шкідливих речовин, що виділяються (мг/год); $C_{\max}$ — гранично допустима концентрація (ГДК) в робочій зоні; C_{in} — концентрація шкідливостей у повітрі, що подається.

Для газових двигунів також проводиться розрахунок сумарного рівня шуму. При роботі ГДВЗ потужністю 850 кВт рівень шуму становить приблизно 100 дБ. Оскільки норма становить 80 дБ, обов'язковим є використання персоналом засобів захисту слуху.

4.1.6. Екологічна безпека та утилізація відходів

Експлуатація газових двигунів є більш екологічною порівняно з дизельними, проте вона потребує контролю викидів метан-вуглеводнів.

Мастильні матеріали: Відпрацьоване мастило є токсичним відходом 3-го класу небезпеки. Його збирання має проводитися в герметичні ємності з подальшою передачею на регенерацію. Злив мастила у каналізацію або на ґрунт є грубим порушенням екологічних норм.

Рівень вібрації: Для запобігання руйнуванню фундаментів та впливу на будівлі, двигун встановлюється на віброізолятори (пружинні або гумові).

4.2 Захист навколишнього середовища від шкідливого впливу роботи газового двигуна.

4.2.1 Технічні заходи по зменшенню шкідливого впливу роботи газового двигуна.

Газове паливо (природний газ, пропан-бутан, метан) при правильному налаштуванні дає менше сажі та оксидів сірки порівняно з бензином чи дизелем.

Захист довкілля від газових двигунів включає встановлення сучасних каталізаторів (допалювачів), регулярне технічне обслуговування, використання якісного палива та налаштування газо-повітряної суміші. Це зменшує викиди оксиду вуглецю, оксиду азоту NO_x та вуглеводнів, забезпечуючи екологічні

норми.

Серед технічних заходів важливе місце займає каталітична нейтралізація: зменшення шкідливих викидів (NO_x , CO , CO_2) від стаціонарних газових двигунів досягається шляхом оптимізації згоряння, використання каталітичних нейтралізаторів та систем рециркуляції вихлопних газів. Основні методи включають застосування сухого низькоемісійного спалювання, модернізацію паливних систем та регулярний технічний контроль для підвищення ефективності та екологічності.

При рециркуляції вихлопних газів частина відпрацьованих газів повертається у впускний колектор, що знижує максимальну температуру згоряння та зменшує утворення CO та NO_x .

Оптимізація процесу згоряння передбачає застосування ступінчастого спалювання палива, що створює відновлювальну зону у камері згоряння, значно пригнічує утворення оксидів азоту NO_x .

Для очищення вихлопних газів застосовують скрубери (вологі фільтри), в яких використовують воду або хімічні розчини для уловлювання кислих оксидів сірки та інших забруднювачів.

Для збирання твердих часток та сажі застосовують електрофільтри, а активоване вугілля поглинає летючі органічні сполуки.

Регулярна діагностика при технічному обслуговуванні, використання якісних мастил та присадок перетворюють окиснювальні процеси на нешкідливі.

До експлуатаційних заходів відноситься регулярне ТО, що передбачає своєчасну заміну свічок запалювання, фільтрів та налаштування системи постачання газо-повітряної суміші (уникнення збідненої суміші) з регулярною перевіркою вмісту чадного газу (CO) у вихлопних газах.

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища в місці експлуатації газового двигуна.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт;

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно добитися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань.

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників;

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

4.3 Заходи щодо зниження шуму і вібрації газового двигуна.

Зниження рівня шуму та вібрації газопоршневих двигунів є критично важливим завданням для забезпечення довговічності обладнання, безпеки персоналу та дотримання санітарних норм. Заходи поділяються на чотири основні категорії.

1. Заходи з віброізоляції

Вібрація — це основне джерело структурного шуму, який передається через тверді поверхні.

Для суттєвого зменшення рівня вібрації двигун та генератор монтуються на спільній рамі, яка встановлюється на пружинні або гумово-металеві ізолятори. Це дозволяє поглинути до 95% динамічних навантажень.

Використання інертного фундаменту: Масивний бетонний блок, відокремлений від підлоги будівлі деформаційними швами, заповненими піском або демпферним матеріалом.

Гнучкі з'єднання (компенсатори): Усі комунікації (газопровід, система охолодження, вихлопна система) повинні під'єднуватися до двигуна через гнучкі сильфони або рукави високого тиску.

2. Зниження аеродинамічного шуму

Найбільше шуму створюють потоки повітря та відпрацьованих газів.

Глушники вихлопу: Використання багатокамерних глушників (реактивного та абсорбційного типу). Для об'єктів у житловій зоні встановлюються "критичні" глушники зі зниженням рівня шуму на 35–45 дБА.

Глушники впуску повітря: Встановлення спеціальних камер-резонаторів на повітрязабірниках для гасіння пульсацій повітряного потоку.

Акустичні решітки: На вентиляційних отворах приміщення (де стоїть двигун) встановлюються жалюзі з шумопоглинальним наповненням.

3. Звукоізоляція конструкції (Акустичні бар'єри)

Якщо шум неможливо зупинити в джерелі, його обмежують у просторі.

Шумозахисні кожухи (капоты): Двигун закривається панелями "сендвіч-типу", де зовнішній шар — сталь, а внутрішній — мінеральна вата з перфорованим листом.

Оздоблення приміщення: Покриття стін машинного залу звукопоглинальними матеріалами для уникнення ефекту відлуння (реверберації).

Герметизація прорізів: Ущільнення дверних отворів та місць проходу труб через стіни за допомогою еластичних мастик.

4. Експлуатаційні та технічні заходи

Регулярне обслуговування допомагає уникнути виникнення нових джерел шуму.

Контроль згоряння: Правильне налаштування паливної суміші та моменту запалювання запобігає детонації («жорсткій роботі»), яка є джерелом сильного шуму.

Регулювання клапанів: Своєчасний контроль теплових зазорів у газорозподільному механізмі.

Якість мастильних матеріалів: Використання рекомендованих масел знижує механічне тертя та удари в поршневій групі.

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 шестірні, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій [2]. 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 установлення 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. Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

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 металевією 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.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна бакалаврська робота на тему "Удосконалення конструкції змішувальної камери з метою покращення техніко – економічних показників газового двигуна потужністю 850 кВт. Двигун-прототип: 8ГЧН25/34." містить необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 8ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції змішувальної камери. Бакалаврська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини роботи загальною кількістю 6 листів формату А1.

Газовий двигун 8ГЧН 25/34 потужністю 850кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. Конструкція газового двигуна 8ГЧН 25/34 показана на листах Додатку А та Б графічної частини роботи, а її опис приведений у першому розділі пояснювальної записки.

У конструкторському розділі бакалаврської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 850\text{кВт}$) визначений двигун – прототип 8ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків встановлено, що задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_b = 0,238 \text{ МПа}$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,7$, частоті обертання колінчастого валу $n = 600\text{хв}^{-1}$.

По результатам розрахунків робочого циклу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в бакалаврській роботі зайняли розрахунок і розробка конструкції змішувальної камери для забезпечення стабільної та безпечної роботи газового двигуна на паливному газу. В третьому розділі пояснювальної записки приведений детальний опис системи газообміну двигуна-прототипу та запроєктованої змішувальної камери. В графічній частині роботи розроблені складальне креслення змішувальної камери та робоче креслення вставки.

Так як газовий двигун 8ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну увагу приділено розробці 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, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г.
Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Миколаїв: НУК, 2015. – 332 с.
2. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю.
Основи експлуатації, обслуговування та ремонту ДВЗ. Миколаїв, 2018. – 152 с.
3. Наливайко В. С., Авдюнін Р. Ю., Дрозд О. В.
Системи двигунів внутрішнього згоряння: метод. вказівки. Миколаїв: НУК, 2025. – 48 с.
4. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С.
Конструкція і динаміка ДВЗ. Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
5. Шалапко Д. О., Пирисунько М. А., Максимов В. І.
Діагностика двигунів внутрішнього згоряння. Херсон: НУК, 2016. – 17 с.
6. Шалапко Д. О., Андреев А. А., Бондаренко М. С.
Експлуатація та ремонт ДВЗ. Миколаїв: НУК, 2025. – 40 с.
7. Ковальов С. О., Плис С. В. Розроблення системи управління газовим двигуном із електронним блоком управління та послідовним впорскуванням палива // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2022. № 3. URL: <https://journals.uran.ua/eejet/article/view/251993>
8. Мельник В. М., Лях М. М., Синовєрський М. М. Дослідження параметрів сумішоутворення і тепловиділення в двигунах при використанні альтернативних палив // Oil and Gas Power Engineering. 2020. № 2.
9. Бурлака С. А. Розробка змішувача біодизельного палива та моделювання процесу змішування // Вісник машинобудування та транспорту. 2020. № 1.
10. Бурлака С. А. Алгоритм функціонування системи живлення двигуна зі змішувачем палив // Вісник Хмельницького національного університету. 2022. № 4.
11. Орісенко О. В., Криворот А. І. Дослідження показників двигуна при роботі на газогенераторному паливі. Полтава, 2020.

12. Литвин С. Н., Швець І. А., Малютін П. В. Дослідження газоповітряних змішувачів двигунів. Кропивницький: КНТУ, 2008.
13. Фурдига Є. В. Гумозмішувач з модернізацією змішувальної камери: магістерська робота. Київ: КПІ, 2018.
14. Ковальов С. О. Камера згоряння газового ДВЗ, конвертованого на базі дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння. 2019. № 2.
15. Бганцев В. М., Левтеров А. М. Газові двигуни внутрішнього згоряння в енергетиці // Двигуни внутрішнього згоряння. 2022. № 1.
16. Лісовал А. А. Використання біогазу як моторного палива // Двигуни внутрішнього згоряння. 2022. № 2.
17. Абрамчук Ф. І. та ін. Електромагнітний дозатор газу для двигунів внутрішнього згоряння // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2012. № 5.
18. Радченко М. К., Кобалова Г. О., Радченко Р. М. Experimental study of dispersed flow in thermopressor systems // Bulletin of the Polish Academy of Sciences. 2024.