

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗУ
В ЦИЛІНДРИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




Василь НАЛИВАЙКО

Олександр ВЛАСЮК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
 О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Власюку Олександру Андрійовичу

1. Тема роботи Дослідження та розробка системи подачі газу в циліндри
дизель-генератора

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Наливайко В. С.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 15 ” 10 2025 року № 1226-уч

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Двигун 6ГЧН 30/38; потужність двигуна – 600 кВт;
частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; ступінь стиску – 8; паливо –
природний газ $Q_H = 36590$ кДж/м³.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Моделювання робочого циклу газового двигуна; Розрахунок теплового балансу; Проєктування системи подачі газу (змішувач, впускний колектор, заслінка, система регулювання); Економічне обґрунтування впровадження; Розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна; план приміщення електростанції; схема подачі газу;
заслінка; змішувач

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

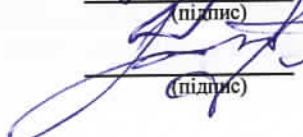
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

 /Олександр ВЛАСЮК/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

 /Василь НАЛИВАЙКО/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню та розробці системи подачі газу для переобладнання дизель-генератора на базі двигуна 6ГЧН 30/38 потужністю 1200 кВт на природний газ. У роботі проведено моделювання робочого циклу газового двигуна, розраховано тепловий баланс, спроектовано основні елементи системи живлення (змішувач, впускний колектор, дросельна заслінка, електронна система регулювання), виконано техніко-економічне обґрунтування та розроблено заходи з охорони праці та навколишнього середовища. Результати доводять високу ефективність, економічність та екологічність запропонованого рішення.

Ключові слова: газовий двигун, система подачі газу, переобладнання дизель-генератора, техніко-економічне обґрунтування, охорона навколишнього середовища, енергоефективність

Abstract

The qualification work is devoted to the research and development of a gas supply system for converting a diesel generator based on the 6ГЧН 30/38 engine with a capacity of 1200 kW to natural gas. The work includes modeling of the gas engine working cycle, calculation of the heat balance, design of the main fuel system components (mixer, intake manifold, throttle valve, electronic control system), technical and economic justification, and development of occupational and environmental safety measures. The results demonstrate high efficiency, cost-effectiveness, and environmental friendliness of the proposed solution.

Keywords: gas engine, gas supply system, diesel generator conversion, technical and economic justification, environmental protection, energy efficiency

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ГЧН 30/38 НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	8
1.1 Технічний опис та призначення електростанції	8
1.2 Загальний устрій газового генератору 6ГЧН 30/38	11
1.3 Режими і тривалість роботи двигуна генератору	16
1.4 Обґрунтування доцільності проведення модернізації	18
1.5 Висновок до розділу	18
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ГЧН 30/38	20
2.1 Вимоги до спроектованого двигуна	20
2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна	21
2.2.1 Особливості роботи газового двигуна	21
2.2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна	23
2.2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	27
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	37
2.4 Розрахунок теплового балансу	39
2.5 Висновок до розділу	44
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗУ	45
3.1 Опис системи подачі газу	45
3.2 Проектування окремих елементів системи подачі газу	49
3.3 Розрахунок системи регулювання газоповітряної суміші	53
3.4 Висновок до розділу	56
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14	58
4.1 Мета та завдання техніко-економічного обґрунтування	58

4.2 Оцінка капітальних витрат на модернізацію	58
4.3 Оцінка експлуатаційних витрат	60
4.4 Розрахунок показників економічної ефективності	62
4.5 Порівняльна характеристика техніко-економічних показників	63
4.6 Висновок до розділу	64
РОЗДІЛ 5. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ	
НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	
ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ НА БАЗІ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН 30/38	65
5.1 Актуальність питання безпеки та екології в стаціонарній енергетиці	65
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в приміщенні	
електростанції	65
5.3 Організаційно-технічні заходи щодо забезпечення охорони праці	67
5.4 Вплив модернізованої електростанції на навколишнє середовище	
та заходи щодо його мінімізації	69
5.5 Висновок до розділу	70
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	75

ВСТУП

Сучасний етап розвитку енергетики характеризується посиленням вимог до ефективності, екологічності та надійності енергетичних установок. Особливу актуальність ці питання набувають у контексті стаціонарної енергогенерації, де традиційні дизель-генератори, попри свою поширеність, мають суттєві недоліки: високі експлуатаційні витрати через вартість палива та значні викиди шкідливих речовин, що суперечить сучасним екологічним стандартам.

Водночас, світовий енергетичний ринок демонструє чітку тенденцію до диверсифікації паливних ресурсів та переходу до більш екологічно чистих видів палива. Природний газ посідає провідне місце в цьому процесі як доступне, економічно вигідне та значно чистіше паливо порівняно з нафтопродуктами. Конверсія існуючих дизельних двигунів на газове паливо є перспективним напрямом модернізації, що дозволяє поєднати перевірену конструктивну базу з сучасними вимогами.

Дана кваліфікаційна робота присвячена дослідженню та розробці ключового елемента такої модернізації – системи подачі газу – для переобладнання дизель-генератора на базі двигуна типу 6ГЧН 30/38 потужністю 1200 кВт. Робота виконується в рамках магістерської підготовки за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування».

Метою роботи є наукове обґрунтування, розрахунок та проєктування ефективної та надійної системи подачі газу для переведення двигуна 6ГЧН 30/38 з дизельного на газове паливо, що забезпечить його стабільну та економічно вигідну роботу у складі стаціонарної електростанції.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

Провести аналіз застосування та конструктивних особливостей базового двигуна 6ГЧН 30/38 в якості основи для модернізації.

Виконати моделювання робочого циклу газового двигуна, визначити його основні енергетичні та економічні показники, розрахувати тепловий баланс.

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розробити конструкцію та виконати розрахунки основних елементів системи подачі газу: змішувача, впускного колектора, дросельної заслінки, системи регулювання.

Провести техніко-економічне обґрунтування впровадження модернізованого газового двигуна, оцінивши капітальні та експлуатаційні витрати, термін окупності.

Розробити комплекс організаційно-технічних заходів щодо охорони праці та навколишнього середовища для експлуатації електростанції на газовому паливі.

Об'єктом дослідження є процес переобладнання дизельного двигуна 6ГЧН 30/38 для роботи на природному газі.

Предметом дослідження є конструкція, параметри та ефективність системи подачі газу для чотиритактного газопоршневого двигуна середніх обертів.

Наукова новизна роботи полягає в комплексному підході до проектування системи живлення газового двигуна на базі серійного дизеля, що включає детальне моделювання робочого циклу з урахуванням особливостей газоподібного палива, розробку електронно керованої системи регулювання складу суміші та повне техніко-економічне та екологічне обґрунтування модернізації.

Практична значимість отриманих результатів полягає в тому, що розроблена система подачі газу дозволяє:

Реалізувати перехід двигуна на більш дешеве та доступне паливо.

Забезпечити відповідність викидів двигуна суворим екологічним нормам (рівень «Євро-4»).

Досягти високої економічної ефективності проекту з терміном окупності інвестицій менше ніж за півроку.

Підвищити конкурентоспроможність вітчизняних двигунів на енергетичному ринку.

Структура роботи: Кваліфікаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків та списку використаної літератури. У першому розділі проаналізовано застосування та обґрунтовано доцільність модернізації базового двигуна.

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

Другий розділ містить моделювання робочого циклу газового двигуна та розрахунок теплового балансу. У третьому розділі представлено розробку та розрахунки системи подачі газу. Четвертий розділ присвячено техніко-економічному обґрунтуванню проєкту. У п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці та навколишнього середовища при експлуатації модернізованої електростанції.

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ГЧН 30/38 НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

1.1 Технічний опис та призначення електростанції

Стаціонарна автоматизована газова електростанція потужністю 1200 кВт на базі газового двигун-генератора 6ГЧН 30/38, призначена для використання як основне або резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц промислових об'єктів. Устаткування електростанції змонтоване в утепленому блок-боксі, який складається з несучої рами; стінних (захисних) конструкцій; знімного даху – для монтажу/демонтажу двигун-генератора, входних дверей.

Конструкційні матеріали, які використовуються при виготовленні блок-бокса, забезпечують IV, III або II ступінь вогнестійкості. Внутрішні і зовнішні поверхні мають антикорозійне захисне покриття. Блок-бокс обладнаний сальниковими дошками для підключення зовнішніх кабелів, з функцією додаткової опори вивідних шин і болтовими затисками для заземлення електростанції.

Блок-бокс електростанції роздільний на три відсіки: вентиляційний, агрегатний і відсік управління.

У систему пожежної безпеки входить:

- автоматична охоронний-пожежна сигналізація (ОПС);
- автономні модулі пожежогасіння 2М (150-100-12) – 2 шт. на рамі;
- первинні засоби пожежогасінні.

Аварійні сигнали ОПС виводяться на дистанційний блок індикації. Живлення системи – від шафи власних потреб блок-бокса.

Система управління електростанції включає: мікропроцесорний пульт управління і регулювання, щит управління, шафа власних потреб, блок управління електричним компресором, дистанційний пульт, локальні регулятори, датчики і виконавчі пристрої. САУ забезпечує управління всіма системами електростанції відповідно до третього ступеня автоматизації.

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тривалість безперервної роботи електростанції на максимальній потужності не більше 1 години. Повторення режимів максимальної потужності не менше, ніж через 5 годин.

Електростанція допускає роботу при малих навантаженнях – від 0 до 10 % від номінальної потужності. При цьому необхідно періодично включати її при навантаженнях від 85 до 100 % номінальної потужності (після 24 годин роботи з малим навантаженням – 1 годину з навантаженням від 85 до 100 % номін.).

Забезпечується тривала паралельна робота блоку з однотипними електростанціями, а також з іншими генераторними агрегатами, обладнаними різними системами, регулюючими частоту обертання і напругу, а також з промисловою мережею.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує газовий двигун-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від –22 до +47 °C;
- відносна вологість не більш 88 %;
- температура охолоджуючої води на вході в охолоджувач наддувного повітря не більш 60°C;
- заповнення бурі до 62-х днів в році;
- протитиск на вихлопі не більш 400 мм вод. ст.;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Загальний устрій.

До складу газової електростанції входить:

- укриття;
- газовий двигун-генератор ДвГА-1200;
- щит управління генератором з вбудованою системою автоматизованого управління;
- пусковий балон місткістю 400 л;
- повітряний компресор з електроприводом;

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- глушник-іскрогасник;
- водяний розширювальний бак;
- додатковий бак води;
- ящик акумуляторних батарей;
- газоаналізатор.

Двигун-генератор і вище назване комплектує устаткування (окрім глушника-іскрогасника) розміщено усередині блок-бокси.

На місці експлуатації електрична станція встановлюється на бетонному фундаменті, із заздалегідь вмонтованими в ньому металевими закладними пластинами з отворами для кріплення основи.

Основним агрегатом на станції є двигун-генератор ДвГА-1200.

Двигун-генератор ДвГА-1200 повною потужністю 1200 кВт складається з середньообертового чотирьохтактного шестициліндрового газового двигуна з газотурбінним наддувом типу 6ГЧН 30/38 і синхронного генератора трифазного змінного струму, змонтованих на загальній сталевій зварній рамі. З'єднання двигуна з генератором жорстке фланцеве.

Газовий двигун-генератор має водо-водяну систему охолодження, тобто вода і масло, циркулюючи у водяній і масляній системах двигуна охолоджується за рахунок води зовнішнього контуру.

Пусковий балон, глушник-іскрогасник, водяний розширювальний бак є складовими елементами відповідно системи пуску, газовихлопу, охолодження, паливної системи двигун-генератора.

Щит управління, система контролю і автоматизованого управління двигун-генератором, повітряний компресор, електрощит власних потреб, система автоматичної пожежегасінні мають власні описи і інструкції з експлуатації, що входять в загальний комплект технічної документації, що поставляється з електростанцією.

Ящик акумуляторних батарей є коробчастою металевою конструкцією з трубою вентиляції і призначений для розміщення двох акумуляторних батарей типу 6СТ-190А місткістю 190 амперів-година кожна. Послідовне з'єднання бата-

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

рей забезпечує напругу струму 24 В, що необхідне для резервного живлення системи автоматизованого управління двигун-генератором і аварійного освітлення електричної станції.

1.2 Загальний устрій газового генератору 6ГЧН 30/38

Технічні характеристики проектного двигуна.

1. Діаметр циліндра, D0,30 м;
2. Хід поршня, S0,38 м;
3. Ефективна потужність двигуна, N_e1200 кВт;
4. Частота обертання, n750 хв⁻¹

Остов двигуна складається з фундаментної рами, блоку циліндрів і кришок циліндрів.

Блок циліндрів кріпиться до фундаментної рами анкерними болтами, що проходять через раму і блок. Кришки циліндрів кріпляться до блоку шпильками, укрупненими у верхню порожнину блоку.

Фундаментна рама шестициліндрового двигуна 36Д складається з литих стійок, що виконують роль поперечних балок, до яких приварені сталеві листи, що утворюють опорні лапи рами і масляний піддон. У гніздах поперечних балок рами розташовані ліжка корінних підшипників. Вкладиші корінних підшипників тонкостінні бронзові, залиті бабітом, виконуються з біметалічною стрічки. Крайній корінний підшипник з боку фланця колінчастого валу затятий. По боках гнізд корінних підшипників є отвори для анкерних болтів.

Блок циліндрів литий, чавунний. В розточеннях блоку розміщені втулки циліндрів. Нижня частина блоку має з обох сторін люки для доступу до механізмів двигуна і до корінних підшипників. В отворах під горизонтальною полицею блоку розташовані підшипники розподільчого валу; на горизонтальній полиці блоку встановлені паливні насоси. У верхній частині стінки блоку є отвори, звідки вода через перепускні коліна подається в порожнини кришок.

Втулка циліндра лита, чавунна. Водяне ущільнення втулки у верхній частині досягається буртом, що спирається на прокладку з обпаленого червоної міді, в нижній частині – двома гумовими кільцями.

На верхньому торці втулка має кільцеву канавку, в яку входить бортик кришки циліндра.

Кришка циліндра лита, чавунна, індивідуальна на кожен циліндр. Ущільнення між блоком і кришкою здійснюється прокладкою з обпаленого червоної міді.

У кришці розміщені: форсунка, два впускних, два випускних і пусковий клапани. Кришка розділена на порожнини охолодження горизонтальною перегородкою на дві частини. Впускні і випускні порожнини клапанів виходять у різні боки.

Кривошипно-шатунний механізм.

Колінчатий вал кований з вуглецевої сталі з порожніми шийками.

На задньому кінці валу є фланець для приєднання до суднового валопроводу і роз'ємна шестерня приводу розподільного валу.

На передньому кінці валу встановлена циліндрична шестірня приводу масляного, паливного і водяного насосів.

Шатун сталевий, стрижень шатуна круглого перерізу. В отвір верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна роз'ємна. Тонкостінні бронзові вкладиші нижньої головки залиті бабітом. Кришка нижньої голівки кріпиться до шатуна чотирма болтами.

Поршень виготовляється з алюмінієвого сплаву. Днище поршня має увігнуту форму. На поршні встановлюється вісім поршневих кілець, п'ять з яких компресійні, три маслоз'ємні. Всі кільця чавунні. Поршневий палець сталевий, цементований, порожнистий, плаваючого типу.

Двигун має один розподільний вал з двох частин, з'єднаних між собою фланцями. На розподільчому валику встановлюються для переднього і заднього ходу подвійний комплект кулачкових шайб для управління впускними і випускними клапанами і кулачкові шайби паливних насосів. Кулачкові шайби клапанів

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

встановлюються на шпонках, кулачкові шайби паливних насосів на буксах, закріплених на валу на шпонках. Кожна пара однойменних клапанів приводиться від однієї кулачковою шайби.

Розподільний вал встановлений на сталевих підшипниках, що складаються з двох частин, залитих бабітом і вставлених в перегородки блоку циліндрів.

Привід розподільного валу здійснюється від колінчастого валу шестерінчастою передачею.

Турбокомпресор складається з осьової турбіни і відцентрового компресора.

Колесо компресора складається з двох сталевих дисків. Внутрішній диск має маточину, посаджену на вал ротора на шпонки. Зовнішній диск з'єднаний з внутрішніми лопатками, на бічних кромках яких вифрезеровані стрижні, вставлені в отвори в дисках.

Диск турбіни виготовлений із сталі і з'єднаний з валом ротора за допомогою гарячої посадки і зварювання. У прорізу диска впресовані хвостовики лопаток. Ротор турбокомпресора шестициліндрового двигуна 36Д встановлений на бронзових підшипниках, що мають сферичну опорну поверхню. Підшипник з боку компресора опорно-наполегливий, з боку турбіни опорний. Корпус турбокомпресора литий чавунний, охолоджуваний. Тиск наддуву у шестициліндрового двигуна 0,30...0,35 кг/см².

Паливна система двигуна складається з насоса, що підкачує, фільтрів, паливного насоса високого тиску, форсунок і трубопроводу.

Насос, що підкачує шестеренчастого типу, реверсивний, подає паливо під тиском 1 кг/см².

У паливній системі шестициліндрового двигуна встановлюються такі фільтри: 1) двосекційний сітчастий фільтр грубої очистки; 2) щілинний фільтр низького тиску і повстятий фільтр тонкого очищення, що містяться в одному корпусі; 3) на форсунці – фільтр високого тиску.

На двигунах встановлені індивідуальні паливні насоси. Регулювання кількості палива, що подається здійснюється зміною початку і кінця подачі за допомогою повороту плунжера, що має на бічній поверхні дві спіральні відсічні кро-

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

мки: верхня – для регулювання початку подачі палива і нижня – для регулювання кінця подачі палива.

Привід паливного насоса здійснюється від кулачкової шайби розподільного валу через роликовий штовхач.

Форсунка закритого типу. Тиск відкриття голки – 270 кг/см^2 для двигуна 36Д і 220 кг/см^2 для двигуна 9ДМ. Сопло розпилювача має дев'ять отворів кожне діаметром 0,35 мм, просвердлених під кутом 68° до вертикалі.

На двигуні встановлюється регулятор непрямої дії з відцентровим вимірювачем швидкості, гідравлічним сервомотором і приводом від проміжної шестерні приводу розподільного валу. Регулятор двигуна 36Д регулює оберти в межах від 280 до 600 об/хв.

У систему мащення двигуна 36Д входить: 1) масляний насос шестеренчастого типу, який встановлюється на передньому торці двигуна і має шестерний привід від колінчастого валу; 2) холодильник масла трубчастого типу; 3) сітчастий фільтр грубого очищення масла; 4) відцентровий фільтр тонкого очищення масла, встановлюваний безпосередньо в масляній цистерні.

Насос засмоктує масло з масляної цистерни і нагнітає його в фільтр грубого очищення, потім частина масла (5 %) надходить через відцентровий фільтр назад в цистерну. Основна частина масла з фільтра грубої очистки надходить у холодильник, пройшовши який потрапляє в трубопровід, розміщений всередині фундаментної рами. Відпрацьоване масло стікає в картер двигуна і звідти по трубі в масляну цистерну.

На двигуні 9ДМ замість відцентрового фільтра тонкого очищення встановлений фільтр тонкого очищення з вісімнадцятьма картонними елементами.

Для прокачування двигуна маслом перед пуском на двигуні встановлено прокачує насос.

Тиск у системі змащення не нижче $4,5 \text{ кг/см}^2$.

Двигун 36Д має замкнуту, двоконтурну систему охолодження. Циркуляційний насос прісної води відцентрового типу і насос заборотної води встановлені

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

на передньому торці двигуна і приводяться в рух від колінчастого валу шестернями.

Забортна вода надходить до насоса по трубопроводу через машинний кінгстон, приймальний клапан і фільтр; насос подає воду по трубі в холодильник масла, з якого вода надходить у холодильник прісної води і з нього зливається за борт. Прісна вода з магістралі надходить в зарубашковий простір блоку циліндрів. Звідси вода по трубопроводах потрапляє в порожнину кришки циліндрів і далі проходить в порожнину охолодження вихлопного колектору, з якого потрапляє в автоматичний регулятор температури, перепускає частина води повз водяного холодильника.

Для забезпечення постійного заповнення водою системи охолодження на невеликій висоті над дизелем встановлюється розширювальний бак.

У холодну пору року вода, що надходить у двигун, підігрівається за рахунок змішування її з виходить водою, для чого є спеціальна обвідна труба.

Пуск двигуна виробляється стисненням повітрям під тиском 30 кг/см^2 , мінімальний тиск пускового повітря 15 кг/см^2 . Пускова система включає:

1) пускові балони; 2) головний пусковий клапан, який відкриває доступ повітря з балонів до повітророзподільника і до пускових клапанів; 3) клапан керування, призначений для управління головним пусковим клапаном; 4) пусковий розподільник, керуючий відкриттям і закриттям пускових клапанів; 5) пускові клапани в кришках циліндрів.

Управління двигуном проводиться штурвалом поста управління, поворотом якого здійснюється пуск і регулювання подачі палива. Реверсування двигуна виконується гідропневматичним пристроєм, завдяки якому здійснюється осьове пересування розподільного валу.

На двигуні встановлюються наступні контрольно-вимірювальні прилади: 1) пірометричне обладнання для вимірювання температури вихлопних газів; 2) манометри для контролю за тиском повітря, палива, масла і води; 3) дистанційні термометри для контролю за температурою масла і води; 4) тахометр для контролю числа обертів колінчастого валу двигуна.

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Режими і тривалість роботи двигуна генератору

Як правило, генераторні електростанції з ДВЗ працюють в двох основних режимах експлуатації:

- тривалий;
- резервний (у разі перебоїв в мережі).

У відповідності з режимом роботи електростанції вибирається спосіб управління – ручний або автоматичний.

Для тривалого режиму експлуатації переважно ручний режим управління. При цьому слід контролювати наступні параметри:

- тиск масла двигуна;
- число обертів генератора;
- рівень і температуру охолоджуючої рідини;
- напруга в мережі.

Для автоматичного резервного режиму роботи потрібна більш складна схема управління і більший набір елементів автоматики.

Характеристикою двигунів називається залежність величин, що характеризують роботу двигуна, від параметрів, що визначають режим його роботи. Залежно від виду величин можна розглядати характеристики потужності, питомої витрати палива, ККД, температури відпрацьованих газів та ін. Параметри, що визначають режими роботи двигуна, це – частота обертання колінчастого валу і подача палива на цикл, яка визначається положенням регулюючого органу – рейки паливного насоса.

Точка А (рис. 1.1) характеризує номінальний режим роботи двигуна. Через цю точку можна провести безліч можливих характеристик роботи двигуна. Розрізняють наступні характеристики роботи двигунів:

а) при постійній частоті обертання колінчастого валу і навантаженні (ефективній потужності), що змінюється, – *характеристики навантажень*.

б) при постійній максимальній цикловій подачі палива, відповідній режиму номінальної (максимальної) потужності двигуна, – *зовнішня характеристика*.

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

в) при заданій схемі настройки генератора від частоти обертання називається *генераторною характеристикою*.

г) при мінімальних для всіх частот обертання колінчастого валу значеннях питомої ефективної витрати палива – *економічна характеристика*.

д) при максимально допустимій температурі деталей циліндропоршневої групи (головним чином днища поршня в самій нагрітій точці) – *обмежувальна характеристика*.

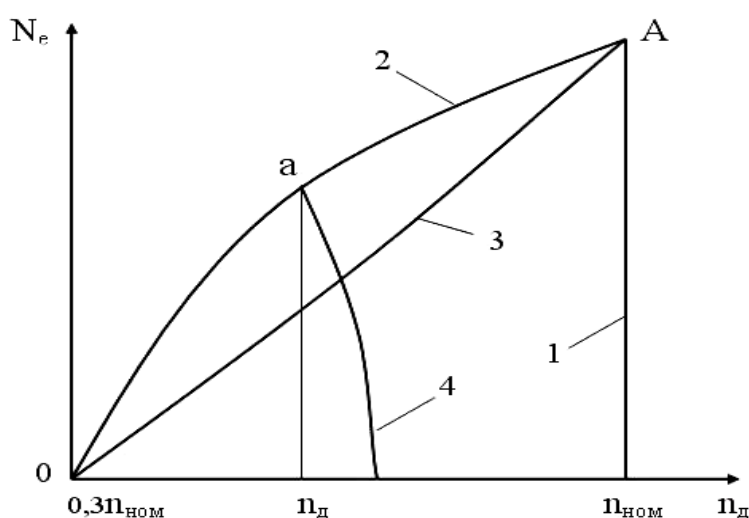


Рис. 1.1. Загальний вид характеристики роботи дизель-генераторів:

1 – навантаження; 2 – зовнішня; 3 – генераторна; 4 – регуляторна

Перераховані характеристики відповідають стаціонарним (сталим) режимам роботи двигуна за нормальних атмосферних умов і незмінних температур охолоджуючих теплоносіїв (води і масла). В цих умовах відбувається їх отримання на стендах заводів – виробників.

Досягти більшої тривалості необслуговуємої роботи дизельного генератора можна двома способами: збільшуючи обсяги паливних витратних ємностей самих дизель-генераторів або ж організовуючи автоматизовану подачу палива і масла у витратні ємності з паливопроводів з резервуарів-сховищ.

Для автономних пересувних установок через неможливість використання обох способів тривалість необслуговуємої роботи складає 4...8 годин. Для автономних стаціонарних можлива установка паливного бака більшої ємності – на

безперервну роботу до 24 години. Для резервних дизель-генераторів рекомендований час необслуговуємої роботи – 24 години.

1.4 Обґрунтування доцільності проведення модернізації

Завданням кваліфікаційної роботи є проектування 4-тактного газового двигуна потужністю 1200 кВт для стаціонарної електростанції з розробкою системи подачі газу, що забезпечить надійну та довготривалу роботу двигун-генератора в цілому. За базовий двигун при проектуванні був обраний дизельний двигун з наддувом 6ЧН 30/38, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$. Конвертування двигунів на газове паливо дозволяє вже найближчим часом і з мінімальними витратами вивести вітчизняні двигуни на рівень вимог "Євро-4". Про це неодноразово заявляли представники машинобудівної промисловості. Крім того, такий якісний стрибок підвищить конкурентоспроможність вітчизняних двигунів на зарубіжних ринках.

Тому в кваліфікаційній роботі запропоновано перевести дизельний двигун 6ЧН 30/38 на газове паливо. Для забезпечення високих ресурсних показників проектного двигуна та надійності його роботи, зменшення питомих витрат палива та масла, пропонується встановити електронну систему подачі газу.

1.5 Висновок до розділу

У першому розділі було проведено комплексний аналіз застосування газового двигуна типу 6ГЧН 30/38 на електростанції. Отримано такі основні результати та висновки:

Електростанція на базі двигуна 6ГЧН 30/38 є стаціонарною автоматизованою установкою потужністю 1200 кВт, яка може використовуватися як основне або резервне джерело електропостачання промислових об'єктів. Вона забезпечує надійну роботу в широкому діапазоні експлуатаційних умов, включаючи температури від -22 до $+47$ °С.

					КРМ.142.6221мз.25.03.01.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Конструктивні особливості електростанції включають розділення блоку на три відсіки (вентиляційний, агрегатний, управління), що забезпечує зручність обслуговування та підвищену пожежну безпеку завдяки автономним модулям пожежогасіння.

Двигун-генератор ДвГА-1200 на базі двигуна 6ГЧН 30/38 є середньообертовим чотиритактним шестициліндровим агрегатом з газотурбінним наддувом. Конструкція двигуна характеризується високою надійністю, раціональним компонованням вузлів та систем (паливної, мастильної, охолодження, пускової), що забезпечує його стабільну роботу в тривалому та резервному режимах.

Режими експлуатації електростанції включають тривалий та резервний варіанти, що вимагають відповідних підходів до управління — ручного або автоматичного. Розглянуто основні характеристики роботи двигуна (навантаження, зовнішню, генераторну, регуляторну), які визначають його ефективність та надійність.

Обґрунтовано доцільність модернізації дизельного двигуна 6ГЧН 30/38 на газове паливо. Перехід на газ дозволяє: забезпечити відповідність сучасним екологічним стандартам (Євро-4); знизити експлуатаційні витрати за рахунок використання більш доступного палива; підвищити конкурентоспроможність вітчизняної продукції на міжнародному ринку; забезпечити довготривалу та стабільну роботу генератора за рахунок впровадження електронної системи подачі газу.

Отже, газовий двигун 6ГЧН 30/38 є технічно досконалим, економічно ефективним та екологічно чистим рішенням для стаціонарної електростанції. Проведена модернізація дизельного двигуна на газове паливо відкриває значні перспективи для його застосування в умовах сучасних вимог до енергоефективності та екологічної безпеки.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ГЧН 30/38

2.1 Вимоги до спроектованого двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т. ін.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		20

всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

2.2 Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних винний бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 6ГЧН 30/38 проведемо на комп'ютері за методикою розрахунку використовувалися роботи Коллерова Л.К. і Д.Н. Вирубова [3, 4] з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

2.2.1 Особливості роботи газового двигуна

Газовим називають двигун, у циліндри якого подається газоповітряна суміш, яка примусово запалюється від іскри.

Особливістю газового циклу є те, що температура samozapalювання газу вища від температури samozapalювання дизельного палива, а оскільки температура в циліндрі двигуна наприкінці такту стиснення нижча від температури samozapalювання газоповітряної суміші, то для її надійного запалювання необхідно впорскувати в циліндри газодизеля так звану "запальну дозу" дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони без зниження потужності можуть працювати як за дизельним циклом (лише на дизельному паливі), так і за газодизельним циклом (на природному газі і дизельному паливі). При цьому ве-

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

личина "запальної дози" дизельного палива може коливатися в межах від 5....7 % до 30 % від номінальної витрати палива. Слід відзначити, що для надійного запалювання газоповітряної суміші, яка міститься в циліндрах газодизеля, досить 5....7 % величини "запальної дози" на усіх швидкісних і навантажувальних режимах. Однак досягти таких значень "запальної дози", не змінюючи конструкції паливної апаратури (ПА), неможливо. Якщо в конструкцію паливної апаратури вносять зміни (зменшують діаметр і/чи хід плунжерів паливного насоса високого тиску (ПНВТ), зменшують площу прохідних отворів форсунок і/чи їхню кількість), то це призводить до того, що газодизель при роботі за дизельним циклом втрачає до 25...40 % потужності.

У зв'язку з цим на транспортних газодизелях, установлюваних на вантажні автомобілі й автобуси, "запальна доза" дизельного палива коливається в межах від 15....20 % до 25....30 %. Такі значення величини "запальної дози" не потребують внесення змін у конструкцію паливної апаратури. Регулювати ПА на більш низькі значення "запальної дози" не рекомендується, оскільки це може призвести до пропусків подачі палива по секціях ПНВТ і погіршити охолодження розпилювачів форсунок.

Суттєвий вплив на енергетичні й екологічні показники роботи газодизеля має вибір способу регулювання його потужності. До них належать: якісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, змінюють кількість газу, що подається в газоповітряний змішувач, змінюючи якість газоповітряної суміші; кількісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газоповітряною заслінкою, встановленою за газоповітряним змішувачем, змінюють кількість газоповітряної суміші, яка подається в циліндри газодизеля; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою і повітряною заслінками, регулюють кількість газу і повітря, які подаються до газоповітряного змішувача; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, регулюють кількість газу, що подається до газоповітряного змішувача, а керуючи газоповітряною заслінкою, регулюють кількість газоповітряної суміші, котра подається в циліндри

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

газодизеля. На практиці використовують різні способи регулювання потужності газодизеля, але найбільш поширений якісний спосіб як найпростіший.

2.2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

До основних параметрів циклу двигуна належать:

ϵ – ступінь стиску – це відношення повного обсягу робочого циліндра в момент перебування поршня в НМТ до обсягу камери стиску, тобто до обсягу циліндра при положенні у ВМТ. У газових двигунах, в основу яких покладений їхній дизельний прототип, ступінь стиску знижується в зв'язку з тим, що при великих ступенях стиску (номінальних) можливе samozapalювання робочої суміші, а також можливо детонаційне згоряння, обумовлене багаторазовим відображенням хвиль тиску при згорянні. Це веде до надмірного зносу вкладишів, а також процес згоряння проходить з металевим стуком у районі циліндро-поршньової групи [1];

α – коефіцієнт надлишку повітря – це відхилення дійсної кількості повітря, що приймають участь у процесі згоряння, до теоретично необхідного. Максимальну потужність двигуна, що працює на генераторному газі, у безнаддувному режимі варіанті можна одержати при $\alpha = 1,1 \dots 1,2$;

P_a (кгс/см²) – тиск початку стиску – це тиск суміші повітря і газу, що надходить у циліндр двигуна після попереднього стиску в компресорі з тиском нижче тиску наддування на величину втрати у впускному тракті від компресора до циліндра двигуна [3].

P_r (кгс/см²) – тиск залишкових газів. У робочому двигуні неможливо ідеально очистити циліндр через дуже великі швидкості протікання процесу випуску, залишаються гази від попередніх процесів згоряння і розширення. Ці гази мають високу температуру і підігрівають свіжий заряд, тому тиск залишкових газів більше, ніж тиск навколишнього середовища [2, 4].

γ_r – коефіцієнт залишкових газів – це відношення кількості залишкових газів до кількості повітря, у даному випадку суміші, що надійшла в циліндр. Коефіцієнт γ_r залежить від тактності й частоти обертання двигуна, типу системи га-

зообміну і її конструктивного виконання, ступеня стиску, перепадів тиску між впускними і випускними колекторами [2, 3].

ΔT (°C) – підігрівши суміші – це підігрів робочої суміші від стінок циліндра лежить у межах від 5 до 20°C.

n_1 – показник політропи стиску.

На початку процесу стиску, що коли надійшов у циліндр двигуна заряд має температуру нижче температури стінок циліндра показник політропи стиску n_1 більше показника адіабати k_1 . В міру стиску заряду і підвищенні його свій напрям, у зв'язку з чим починається відвід теплоти від заряду до стінок температури кількість переданої зарядові теплоти від стінок циліндра знижується і настає момент, коли температура заряду дорівнює середній температурі стінок, тобто відбувається миттєвий адіабатичний процес $n_1 = k_1$; при подальшому стиску температура заряду перевищує середню температуру стінок і процес теплообміну змінює свій напрям, у зв'язку з чим починається відвід теплоти про заряд до стінок циліндра і показник політроп стиску n_1 стає менше показника адіабати k_1 .

При відсутності дослідних даних для оцінки політропи стиску n_1 можна виходити із середнього показника адіабати процесу стиску k_1 , обумовленого по запропонованій Є. К. Мазінгом формулі, що виходить з балансу теплоти при стиску

$$k_1 - 1 = \frac{1,986}{a_{V_C} + b_C T_A (1 + \varepsilon^{k_1 - 1})},$$

де a_{V_C} , b – коефіцієнти середньої, мінімальної теплоємності робочої суміші з залишковими газами. Показником k_1 можна визначити методом послідовних наближень;

n_2 – показник політропи розширення.

При розширенні відбуватися відбувається загоряння палива, що не встигло згоріти в період видимого згоряння, а також повторне згоряння газів, продиссоціювали. Унаслідок цього показник політропи розширення нижче показника адіабати. В міру переміщення поршня до НМТ віддача теплоти стінкам зростає (у

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

зв'язку зі збільшенням охолодної поверхні циліндра). n_2 стає рівної k_2 і навіть n_2 стає вище k_2 .

Аналогічно процесові стиску для спрощення розрахунків криву процесу розширення умовно приймають за політропу із середнім постійним показником n_2 , виходячи з передумови, що робота розширення при постійному n_2 і щирому k_2 тотожна [1, 3].

ξ_z – коефіцієнт виділення тепла або використання тепла – оцінює частку теплоти згоряння палива, яку можна використовувати для підвищення внутрішньої енергії робочого тіла і здійснення механічної роботи.

Частина величин були узяті з досвідчених даних проведених Д. Н. Вирубовим і приведених у виданні “Перевід двигунів внутрішнього згоряння на газоподібне паливо”, а також Л. К. Коллерова “Енергетичні установки з газовими поршневыми двигателями» [1, 3].

Параметри: n_1 був узятий з дослідних даних і дорівнював 1,36; $n_2 = 1,25$; $\gamma_2 = 0,049$; ΔN – коефіцієнт втрати потужності від навісного устаткування дорівнює 16,7 кВт; T_2 – температура газів, що відходять, узята рівною 840°К, температура газу $T_s = 334^\circ\text{К}$, що цілком можна забезпечити використовуючи охолоджувачі; $\xi = 0,94$ узята середня з пропонованих меж 0,8...0,95. Теплотворна здатність палива приймається на рівні 36590 кДж/м³; коефіцієнт надлишку повітря (α) може змінюватися як від теоретично необхідного $\alpha = 1,02 \approx 1$, так і до $\alpha = 4$, якщо розглядати роботу двигуна на дробових режимах при якісному регулюванні. Тиск наддуву (P_δ) приймаємо 180 кПа.

Ступінь стиску (ϵ) знижена до 8 в порівнянні з дизельним варіантом (10), це зв'язано з обмеженням по температурі кінця стиску $T_c = 770^\circ\text{С}$, тому що при великих температурах можливе samozapalювання газової суміші.

Також у розрахунках є обмеження по P_z , що залежить від міцностних характеристик матеріалу, використаного при виготовленні двигуна і не повинне перевищувати 100 кгс/см².

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Обмеження по T_Z обумовлено можливою дисоціацією продуктів згоряння і дорівнює 2400 °К, до цієї температури дисоціація газів не перевищує 2 % і нею можна зневажити.

При малих ступенях стиску висока T_Z визначає і високу T_T , тобто температуру газів перед турбіною, тому що малий ступінь стиску приводить до меншого розширення газів, а, відповідно до меншого спаду температури і тиску.

Температуру перед турбіною обмежуємо $T_T = 900$ °С, незважаючи на те, що останнім часом термостійкість матеріалів, з яких виготовлена турбіна і дозволяє працювати при $T_T = 800...1000$ °С, але це істотно позначається на довговічності турбіни, як агрегату. Тому ми обмежуємося в розрахунках $T_T = 900$ °С.

На P_Z ; T_Z , а також і на T_T (непрямим образом) впливає коефіцієнт виділення тепла ξ_Z , що у літературі дається в межах 0,8...0,9, ми приймаємо $\xi_Z = 0,8$, тому що більше значення коефіцієнта одержати в дійсності важко, він завжди нижче розрахункового.

Ввівши ці данні проводимо розрахунок і отримуємо результати розрахунку.

Теоретичну індикаторну діаграму будуємо за даними розрахунку робочого циклу. Ця діаграма є вихідним матеріалом для динамічного розрахунку двигуна. Побудова діаграми виконується аналітичним способом. Данні необхідні для побудови теоретичної індикаторної діаграми розраховані та наведені в табл. 2.1., а індикаторна діаграма в координатах $p - V/V_c$ зображена на рис. 2.1. Лінії процесів наповнення та випуску на діаграмі не зображені.

2.2.3. Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	1200	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	300	мм
Хід поршня	$S =$	380	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	8	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,15	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	180	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	15	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	180	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	840	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	3	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,36	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,94	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	36590	кДж/м ³
Природний газ			
Склад:	в %	В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95,4	$R_{\text{CH}_4} = 0,954$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2,6	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,026$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0,3	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,003$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,002$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0,2	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0,002$
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0,2	$R_{\text{CO}_2} = 0,002$
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} = 0$
азот	$\text{N}_2 =$	1,1	$R_{\text{N}_2} = 0,011$

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 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 12,19 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість } CO_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_m + CO_2) \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,043 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } H_2O: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,02 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } O_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,30645 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість } N_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 8,849 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_2 = 12,219 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 363,5 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 333,5 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 321,1 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$P_d = 171,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,061$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,90$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 365 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 2892,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 771,4 \text{ K}$$

$$t_c = 498,4^\circ \text{ C}$$

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:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCp m_z \cdot t_z - (mCv m_{em} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0854$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1653$$

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

$$R_{O_2} = 0,0251$$

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

$$R_{N_2} = 0,7242$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 23,52$$

$$b = 687,35$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{III}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

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

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

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

$$mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{N}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{CO}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,5362$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{CM}} = \frac{mCv_{\text{III}} + mCv_{\text{IIOB}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ME}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 19,96$$

$$b = 625,78$$

де $mCv_{\text{IIOB}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 19,96$$

$$b = 312,89$$

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

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,635$$

$$b = 587,693$$

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

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

$$a = 29,635$$

$$b = 293,847$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 294,551$$

$$B = 29,706$$

$$C = 73611,362 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 2058,0 \text{ C} \quad T_z = 2331,0 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 8759,7 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 3,03$$

$$\Delta \lambda = 0,96 \%$$

$\Delta \lambda$ 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.

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

$$\delta = 8$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_e = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_b = 651,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_e = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 1386,0 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 1085,8 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{p_b}{p_r}}}$$

$$T_r = 902,9 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% \quad 7,49 \quad \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1339,00 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,34$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, M^3 / (квт \cdot год)$$

$$g_i = 0,29 \text{ м}^3 / (квт \cdot год)$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,38 \text{ - хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР} = 9,5 \text{ м/с}$$

$$P_M = 140,1 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 1198,93 \text{ кПа}$$

Механічний ККД

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний ККД

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

$$\eta_e = 0,309$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_e}, M^3 / (квт \cdot год).$$

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

$$b_e = 0,319 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 382,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

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.

$$V_{st} = 160,14 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 26,69 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,3 \text{ м}$$

$$m = 1,2666667$$

$$d = 299,4 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 379,3 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 300 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 380 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_s = 161,08 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 26,85 \text{ л}$$

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		35

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 1207,0 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 1203,5 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,58 \%$$

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

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3. Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,36
Показник політропи розширення n_2	1,25
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	2,892
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	8,76
Ступінь попереднього розширення ρ	1
Ступінь стиснення ε	8

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	8,76	
1,00	2,89	8,76
1,00	2,89	8,76
1,35	1,92	6,02
1,70	1,41	4,51
2,05	1,09	3,57
2,40	0,88	2,93
2,75	0,73	2,47
3,10	0,62	2,13
3,45	0,54	1,86
3,80	0,47	1,65
4,15	0,42	1,48
4,50	0,37	1,34
4,85	0,34	1,22
5,20	0,31	1,12
5,55	0,28	1,03
5,90	0,26	0,95
6,25	0,24	0,89
6,60	0,22	0,83
6,95	0,21	0,78
7,30	0,19	0,73
7,65	0,18	0,69
8,00	0,17	0,65
8,00	0,17	0,17

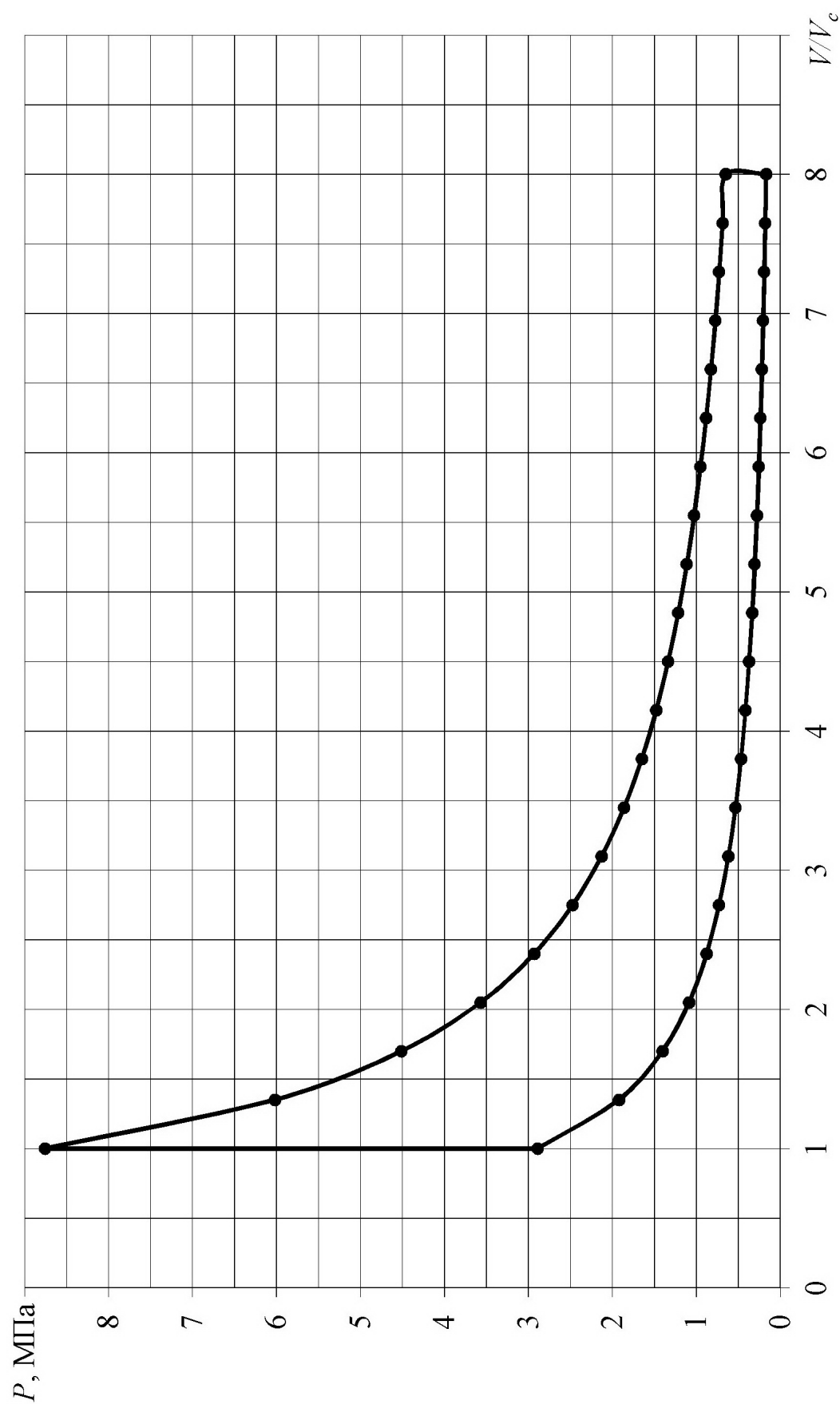


Рис. 2.1.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ГЧН 30/38

2.4. Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	1200 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	300 мм
хід поршня:	$S =$	380 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	36590 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	382,3 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_{и} =$	0,34
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,31
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	12,188 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	12,219 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	1085,8 К
температура на початку стиску	$T_d =$	364,9 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''v =$	25,64 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'v =$	21,93 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1339,00 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

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

$$Q_{II} = 3885,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 1200,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 30,9 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 1200 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,00 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,20 \quad 0,14$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,07 \quad 0,05$$

$$Q_w = 738,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 9,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 200,1 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 120,06 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0268 \text{ м}^3$$

$$P_n = 161,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 161,2 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 899,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

$K = 1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0322 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,6$$

$$P_{в.н.} = 5,26 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 5,26 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 904,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 23,28 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpe}} \cdot T_{cpe} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

$$mC_p'' = 33,95 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,25 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_{\Gamma} = 1497,9 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 38,55 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0515$$

тоді

$$Q_{MD} = 200,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 33,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $\kappa = 1,2$

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

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

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

двигуна

$$\Delta T_M = 15 \text{ K}$$

$$V_M = 0,0144 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 300000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 6,16 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 6,2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 40,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,03 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 243,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 6,26 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.2

Таблиця 2.2 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	1200,0	30,9
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	904,7	23,3
теплота, яка виноситься випускними газами	1497,9	38,5
теплота, яка відводиться маслом	40,0	1,0
невраховані теплові втрати	243,1	6,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	3885,8	100

2.5 Висновок до розділу

В результаті розрахунку робочого циклу і теплового балансу двигуна маємо наступні значення основних його параметрів:

– показник економічності двигуна (питома ефективна витрата газового пального) дорівнює $0,319 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун, що проектується, належить до машин з доволі непоганим показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності;

– потужність в 1200 кВт досягається при $P_k = 1,8$ та коефіцієнті надлишку повітря – 1,15;

– показник ефективності двигуна P_e (середній ефективний тиск) дорівнює 1,2 МПа.

В результаті проведеного розрахунку були отримані важливі показники робочого циклу двигуна, які знадобляться для подальших розрахунків динаміки та міцності, а також розробки системи подачі газу.

					КРМ.142.6221мз.25.03.02.ПЗ	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗУ

3.1 Опис системи подачі газу

Проблема використання газів як моторного палива в двигунах внутрішнього згоряння і стаціонарних установках різного призначення багатогранна. Вона виходить за рамки якої-небудь однієї галузі – транспорту, машинобудування, нафтової або газової промисловості.

Переведення двигунів внутрішнього згорання на газ, дозволяє одночасно вирішувати ряд найважливіших задач:

- зниження шкідливої дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище;
- скорочення експлуатаційних витрат;
- вивільнення значної частини традиційних видів моторного палива для використання в тих областях, де їм немає альтернативи;
- заощадження викопних і не поновлювальних природних енергоресурсів.

На межі тисячоліть рішення цих задач стає для України і всього світу все більш актуальним. Основу сьогоdnішнього світового енергобалансу складають саме викопні види палива – нафта, газ, вугілля. На частку первинної енергії, що виробляється АЕС і ГЕС, доводиться менше 10 %. Альтернативна енергетика, яка заснована на використанні енергоносіїв що поновлюються, поки що знаходиться на експериментальній стадії. За прогнозами учених, широке комерційне упровадження альтернативних енерготехнологій стане можливим тільки в другій половині ХХІ століття.

Перехід до нових технологій здійснюватиметься через розширення використання природного газу. Широкомасштабний перевод на газове паливо дизельних двигунів, споживаючих п'яту частину первинних енергоносіїв, є однією з найважливіших умов стійкого розвитку світової економіки. За розрахунками Міжнародного енергетичного агентства (МЕА), в період з 1995 по 2020 рік споживання енергії в світі зросте на 65 %.

У країнах-учасниках «Організації економічного співробітництва і розвитку» частка природного газу в загальному балансі первинних енергоносіїв складає сьогодні приблизно 20 %. До 60 % природного газу поставляється кінцевим спо-

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

живачам в промисловості і комунально-побутовому секторі, 40% газу йде на вироблення електроенергії. Зі збільшенням чисельності населення Землі і розвитком економіки, частка газу виросте до 2020 року до 25 %. Частка нафти складатиме приблизно 40 %.

Одним з головних рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності людини стає необхідність скорочення парникового ефекту. В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має незаперечні екологічні переваги. У більшості зарубіжних досліджень робиться висновок про те, що застосування природного газу в двигунах дозволяє скоротити парникові викиди на 20 %. Норми токсичності відпрацьованих газів двигунів стають все більш жорсткими. Природний газ вже сьогодні може забезпечити двигунам відповідність екологічним нормам «Євро-4».

Виконання цих вимог представляє серйозну технічну проблему для вітчизняних заводів. Тільки окремі моделі вітчизняних і російських двигунів відповідають вимогам, що пред'являються в даний час, по токсичності.

Більшість же перспективних двигунів знаходиться у стадії НІОКР. Конвертування двигунів на природний газ дозволяє вже найближчим часом і з мінімальними витратами вивести вітчизняні двигуни на рівень вимог "Євро-2". Про це неодноразово заявляли представники машинобудівної промисловості. Крім того, такий якісний стрибок підвищить конкурентоспроможність вітчизняних двигунів на зарубіжних ринках.

Можна з упевненістю стверджувати, що перехід до чистіших з екологічного погляду видів палива в двигунах внутрішнього згоряння, перш за все природному газу, є глобальним імперативом.

Єдиним економічним стимулом для переведу двигунів на газ є те, що вартість одного кубічного метра природного газу значно менша за ціну одного літра дизельного палива. Відсутність інших механізмів державного стимулювання стримує процес. А тим часом, вивільнене природним газом нафтове паливо могло б бути використане для сільського господарства, районів півночі, малої енергетики у видалених районах, тієї частини автотранспортної техніки силових міні-

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		46

стерств, яка виконує задачі тилового забезпечення. Перераховані задачі є не галузевими або регіональними, а державними.

Передові фірми світу вже протягом багатьох років випускають газову паливну апаратуру з електронним управлінням. Це викликано, перш за все, необхідністю забезпечити максимальну економічність двигуна і його відповідність нормам токсичності відпрацьованих газів.

Проте електронно-керовані системи з розподіленою подачею палива вітчизняного виробництва вже починають упроваджуватися на двигунах. Найбільший і швидкий ефект буде одержаний при відновленні серійного виробництва газових двигунів на заводах-виробниках.

Підводячи підсумок, можна констатувати наступне: що хоча і є певні труднощі, в цілому всі необхідні ресурсні, технічні і інфраструктурні умови для широкомасштабного переводу двигунів внутрішнього згоряння на природний газ в Україні існують і можливе їх впровадження. По економічним показникам двигуни, що працюють на газі привабливіші, ніж традиційні, оскільки природний газ – більш дешеве моторне паливо і експлуатаційні витрати по цій складовій можуть бути знижені на 30...60 %.

Система газообміну (рис. 3.1) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів. Основні вузли, які входять в систему: комплект газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, колектор впускання, випускний колектор.

Фільтр-глушник призначений для очищення повітря, що нагнітається в двигун, від пилу, сторонніх предметів і інших забруднень, а також для зниження шуму впускання. Фільтр-глушник через перехідний патрубок кріпиться до турбокомпресора, а також до патрубку під'єднується система вентиляції картера. Періодично необхідно робити його очищення.

Комплект газової апаратури

У комплект газової апаратури входить: два кульові крани, регулятор співвідношення газ-повітря, два електромагнітних клапани, манометр, а також комплект патрубків з фланцями.

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вказаний комплект призначений для монтажу трубопроводу (блоку) газової апаратури на місці експлуатації, який повинен забезпечувати регулювання подачі газу в двигун, а також

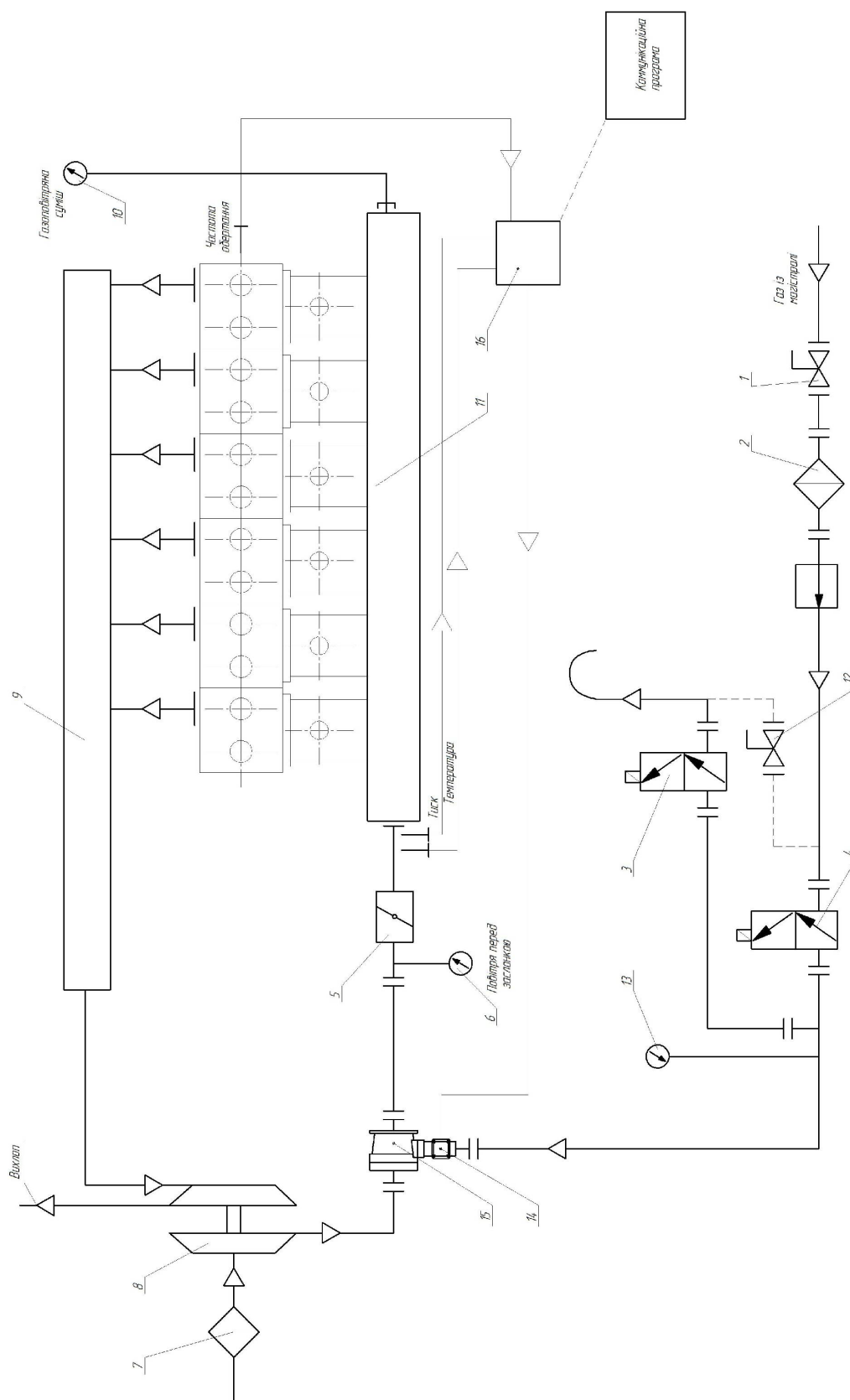


Рис. 3.1. Принципова схема системи газообміну

На рис. 3.1: 1 – шаровий кран; 2 – фільтр; 3 – електромагнітний клапан

свічки; 4 – електромагнітний клапан подачі газу; 5 – заслінка дросельна; 6 – мановакууметр; 7 – фільтр-глушник; 8 – турбокомпресор; 9 – колектор випускний; 10 – мановакууметр; 11 – колектор впускний; 12 - шаровий кран на свічку; 13 – манометр; 14 – електронно керований λ -клапан; 15 – змішувач зі вставкою Вентурі; 16 – контроллер відношення газ-повітря. Дистанційне відкриття і закриття електромагнітних клапанів або їх автоматичне виключення при аварійній зупинці двигуна.

3.2 Проектування окремих елементів системи подачі газу

Використання в якості палива двигуна мережевого природного газу несе в своїй основі небезпеку неоднорідності складу паливного газу, що часто призводить до негативних наслідків у робочому процесі двигуна і, навіть, пропусків запалювання. При цьому вміст шкідливих домішок у складі випускних газів двигуна (CO та NO_x) значно збільшується. Це зумовлено можливою наявністю у складі природного газу негорючих домішок.

Тому застосування в паливній апаратурі газових двигунів електронно керованих систем регулювання складу газоповітряної суміші, що мають змогу миттєво реагувати на змінення складу паливної суміші, є надзвичайно актуальним в умовах сучасної боротьби альтернативних екологічно чистих видів палива з вуглеводневими видами палива. Такі системи дають змогу працювати двигунам не тільки на збагачених природних газах але й на доволі збіднених сумішах природного газу, скрапленому газі, біогазі, газах очисних споруд і сміттєвих сховищ, шахтному газі, попутному нафтовому газі, коксовому газі тощо.

В кваліфікаційній роботі спроектована система подачі газу для газового чотиритактного двигуна, що використовує в якості палива природний газ. Система включає в себе електронно керований λ -клапан, змішувач газоповітряної суміші, дросельна заслінка та контролер співвідношення газ-повітря. Контролер приймає сигнали від датчиків температури та тиску газоповітряної суміші на вході у впускний колектор, частоти обертання колінчастого валу та відповідно керує λ -клапаном, що в свою чергу регулює кількість паливного газу у складі га-

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		49

зоповітряної суміші.

Змішувач

Основним завданням системи подачі палива в газових двигунах є забезпечення оптимального співвідношення поміж повітрям і паливом на всіх режимах роботи.

В автотракторних і малорозмірних стаціонарних двигунах із системою зовнішнього утворення газоповітряної суміші застосовують змішувальні пристрої, які схожі по принципу роботи із карбюраторами і забезпечують тими же пристроями необхідний склад суміші на всіх режимах.

При зовнішньому утворенні суміші з метою збереження конструкції кришки циліндра двигуна без змін використовують газоповітряні змішувачі. Найбільше застосування в газових двигунах отримали змішувачі із перехресними або паралельними потоками повітря і газу.

Газоповітряні змішувачі забезпечують якісне утворення суміші завдяки високим швидкостям повітря і газу і мають малий гідравлічний опір. Швидкість газу і повітря в системах живлення газових двигунів звичайно вибирають в межах 30...100м/с, швидкість газоповітряної суміші на 20...25 % менше швидкості повітря. Умови експлуатації газових двигунів такі, що вони працюють практично при постійному навантаженні. Тому основним завданням змішувальної камери є забезпечення оптимального коефіцієнту надлишку повітря на характерному експлуатаційному режимі двигуна – $(0,8...0,9) N_{ном}$, що позитивно вплине на параметри робочого циклу двигуна і найбільше на температуру випускних газів. Тому в дипломному проекті розроблена змішувальна камера (рис. 3.2) для даного газового двигуна, розрахунок розмірів якої приводиться нижче. Основними перевагами розробленої конструкції камери є те, що вона підтримує практично незмінною величину коефіцієнту надлишку повітря на всіх режимах роботи двигуна. Така оптимальна характеристика змішувальної камери стала результатом правильного вибору її прохідного перерізу і підтримання тиску паливного газу на вході в змішувальну камеру на низькому рівні.

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		50

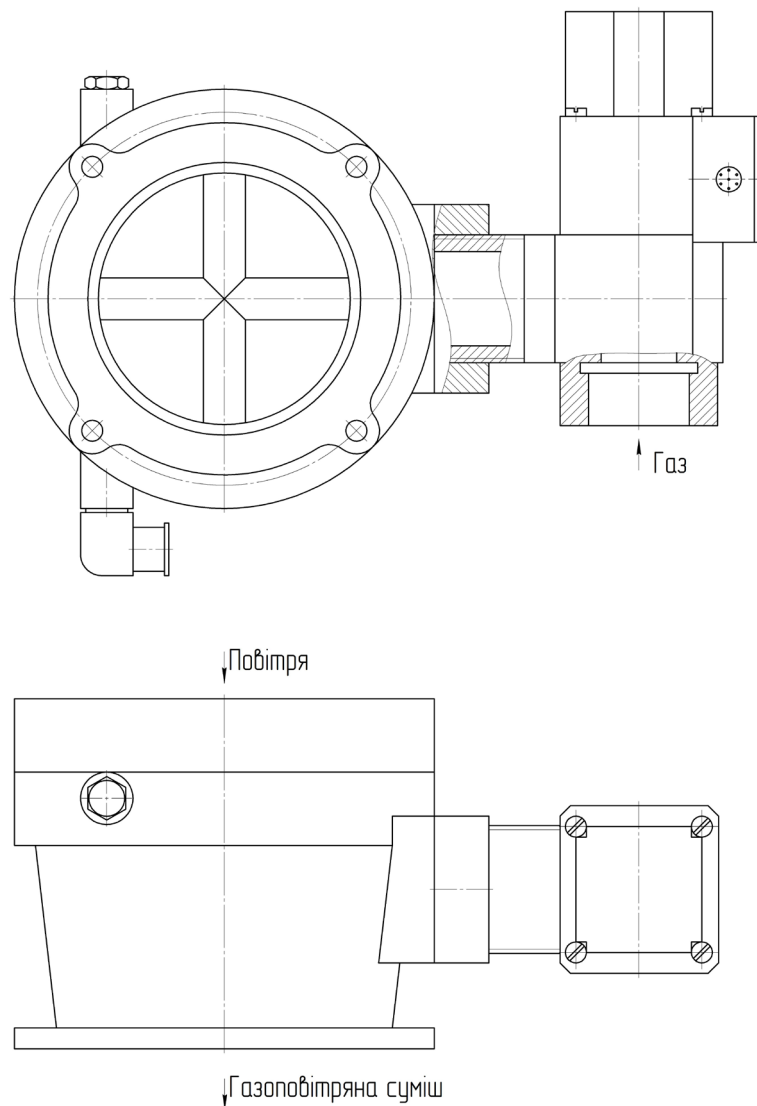


Рис. 3.2. Змішувач і λ -клапан

Камера змішувача газового двигуна 6ГЧН 30/38 (див. рис. 3.2) призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр-глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає з газового трубопроводу в камеру. Камера складається з корпусу, в який встановлена вставка зі змінним перерізом. Газ з газового трубопроводу через електронно керований λ -клапан поступає в кільцевий простір між корпусом і вставкою Вентурі і через щілину йде на змішування з потоком повітря, і далі на охолоджувач повітря.

Величина щілини (прохідний перетин) регулюється запрограмованим контролером суміші газ-повітря (залежно від параметрів газоповітряної суміші перед впускним колектором та від частоти обертання колінчастого валу) на місці установки двигун-генератора при здачі його в експлуатацію.

Колектор впускний

Впускний колектор двигуна 6ГЧН 30/38 є трубою з привареними патрубками і фланцями, закритими з торців заглушками. У середній частині колектора знаходиться фланець, до якого через регульовану заслінку (рис. 3.3) і перехідник приєднується нагнітач повітря. У торцевій заглушці є бобишка для під'єднання трубки манометра.

Заслінка

Заслінка (рис. 3.3) з приводом від регулятора призначена для регулювання прохідного перетину у впускному колекторі, відповідно, кількості газоповітряної суміші, що поступає в циліндри двигуна залежно від навантаження. Основними її елементами є корпус і заслінка з віссю, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі і підшипниках, запресованих в нього.

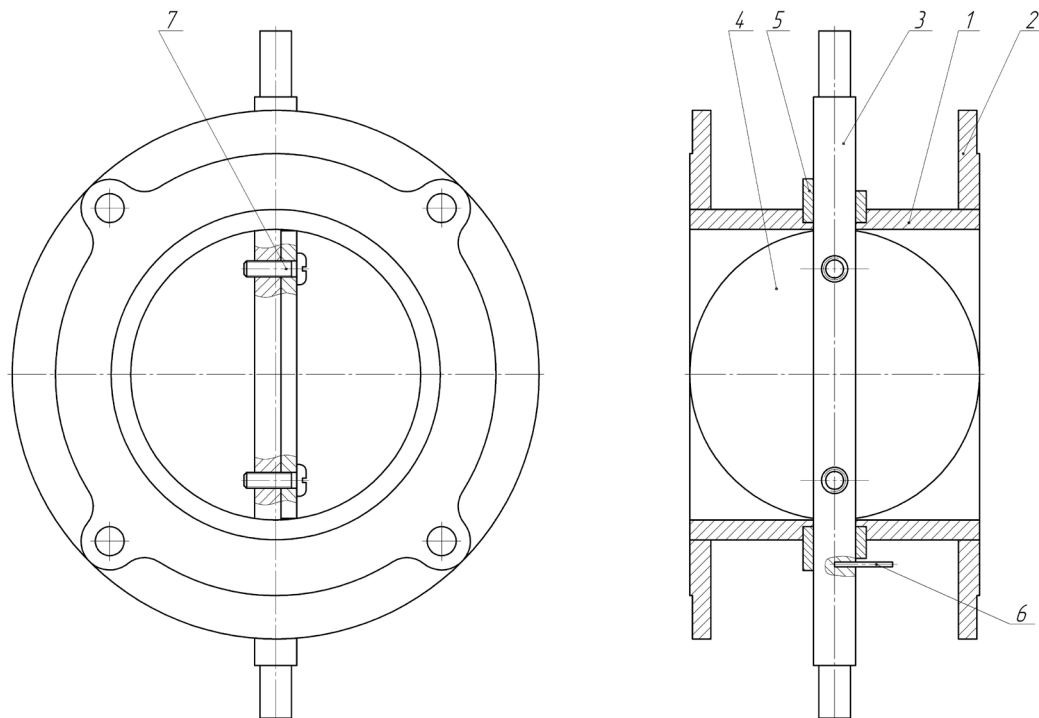


Рис. 3.3. Заслінка

1 – труба; 2 – фланець; 3 – вісь; 4 – заслінка; 5 – підшипник;
6 – фіксатор; 7 – гвинт

3.3 Розрахунок системи регулювання газоповітряної суміші

Розрахунок змішувальної камери газового двигуна 6ГЧН 30/38

Вихідні данні

Потужність двигуна (номінальна), N_e , кВт.....1200

Номінальне число обертів двигуна, n , об/хв.....750

Годинна витрата газу, B , м³/год.....382,3

Коефіцієнт надлишку повітря, α1,15

Температура повітря, при нормальних умовах, T_0 , К.....293

Тиск повітря при нормальних умовах, P_0 , Па.....101000

Теоретично необхідна кількість повітря при нормальних умовах для спалювання 1 м³ природного газу

$L_0 = 9,73$ м³ пов./м³ газу – з розрахунку робочого циклу двигуна.

Об'ємна витрата газоповітряної суміші (ГПС) на виході з змішувача

$$V_{\text{ГПС}} = \alpha \times L_0 \times B + B = B \times (\alpha \times L_0 + 1)$$

де: $B = 382,3$ м³/год – з розрахунку робочого циклу двигуна

$$V_{\text{ГПС}} = 382,3 \times (1,15 \times 9,73 + 1) = 5574,1 \text{ м}^3/\text{год}$$

Об'ємна витрата повітря

$$V_{\text{пов}} = B \times \alpha \times L_0$$

$$V_{\text{пов}} = 382,3 \times 1,15 \times 9,73 = 5263,2 \text{ м}^3$$

Масова витрата газоповітряної суміші

$$G_{\text{ГПС}} = (\rho_{\text{п}} \times V_{\text{пов}}) + (\rho_{\text{г}} \times B)$$

де: $\rho_{\text{п}} = P_0 / (R_{\text{п}} \times T_0)$ – щільність повітря

$R_{\text{п}} = 281,5$ Дж/(кг×град) – газова постійна повітря

$$\rho_{\text{п}} = 101000 / (281,5 \times 293) = 1,22 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\text{г}} = [\varphi_{\text{C}_2\text{H}_6} \times (\mu_{\text{C}_2\text{H}_6} / 22,4)] + [\varphi_{\text{C}_4\text{H}_8} \times (\mu_{\text{C}_4\text{H}_8} / 22,4)] +$$

$$+ [\varphi_{\text{CO}_2} \times (\mu_{\text{CO}_2} / 22,4)] + [\varphi_{\text{N}_2} \times (\mu_{\text{N}_2} / 22,4)] + [\varphi_{\text{C}_3\text{H}_8} \times (\mu_{\text{C}_3\text{H}_8} / 22,4)] - \text{щільність природного га-}$$

зу

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
						53
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\rho_r = [0,002 \times (30/22,4)] + [0,977 \times (16/22,4)] + \\ + [0,005 \times (44/22,4)] + [0,013 \times (14/22,4)] + [0,003 \times (44/22,4)] = \\ = 0,724 \text{ кг/м}^3$$

$$G_{ггс} = (1,22 \times 5263,2) + (0,756 \times 382,3) = 6654,8 \text{ кг/год}$$

Швидкість повітря в змішувальній камері знаходимо з рівняння:

$$V_{пов} = 3600 \times (\pi \times d^2 / 4) \times V$$

звідки:

$$V = (4 \times V_{пов}) / (\pi \times d^2 \times 3600)$$

$$V = (4 \times 5263,2) / (3,14 \times 0,16^2 \times 3600) = 72,7 \text{ м/с}$$

де: $d = 0,12 \text{ м}$ – діаметр змішувальної камери

Розрідження в змішувальній камері

$$\Delta P = (\rho_{п} \times V^2) / 2$$

$$\Delta P = (1,22 \times 72,7^2) / 2 = 3224 \text{ н/м}^2 = 322,4 \text{ кг/м}^2$$

Тиск повітря в змішувальній камері

$$P_{п} = P_0 - \Delta P$$

$$P_{п} = 101000 - 1026 = 97336 \text{ Па}$$

Швидкість надходження природного газу до змішувальної камери

$$C_r = \sqrt{2 \times (k/k-1) \times R \times T_0 \times [1 - (P_{п}/P_r)^{(k-1)/k}]}$$

$$C_r = \sqrt{2 \times (1,3/1,3-1) \times 303 \times 298 \times [1 - (97336/101000)^{(1,3-1)/1,3}]} = 81,5 \text{ м/с}$$

Діаметр трубопроводу для подачі газу в змішувальну камеру знаходимо з рівняння:

$$V = 3600 \times (\pi \times d^2 / 4) \times C_r$$

звідки:

$$d = \sqrt{(4 \times V) / (\pi \times C_r \times 3600)}$$

$$d = \sqrt{(4 \times 382,3) / (3,14 \times 81,5 \times 3600)} = 0,036 \text{ м} = 40 \text{ мм}$$

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		54

Ширина кільцевої щілини в змішувальній камері для підведення природного газу знаходимо з рівняння:

$$B = 3600 \times \pi \times d \times \delta \times C_r$$

звідки:

$$\delta = B / (3600 \times \pi \times d \times C_r)$$

$$\delta = 382,3 / (3600 \times 3,14 \times 0,04 \times 81,5) = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм}$$

Розрахунок впускного колектора

Щільність газоповітряної суміші у впускному колекторі

$$\rho_1 = P_d / (R_r \times T_d)$$

де: R_r – газова постійна природного газу

$$\rho_r = P_a / (R_r \times T_0)$$

звідки:

$$R_r = P_a / (\rho_r \times T_0)$$

$$R_r = 101000 / (0,724 \times 293) = 476 \text{ Дж/(кг} \times \text{град)}$$

$$\rho_1 = 194800 / (476 \times 344) = 1,18 \text{ кг/м}^3$$

Швидкість газоповітряної суміші у впускному колекторі становить $V = 30$ м/с

Діаметр впускного колектора

$$d = \sqrt{(4 \times V_{\text{гпс}} \times \rho_r) / (\pi \times V \times 3600 \times \rho_1)}$$

$$d = \sqrt{(4 \times 5574,1 \times 0,724) / (3,14 \times 30 \times 3600 \times 1,18)} = 0,2 \text{ м} = 200 \text{ мм}$$

Розрахунок розмірів заслінки.

Заслінка встановлюється на трубопроводі двигуна, що з'єднує охолоджувач газоповітряної суміші із впускним колектором, приводиться вона системою важелів від регулятора швидкості. Під час роботи газового двигуна за допомогою заслінки регулюється кількість газоповітряної суміші, що подається в циліндри двигуна в залежності від режиму його роботи. Так як заслінка конструктивно виконана у формі круга, то характерним її розміром є діаметр.

Діаметр заслінки знаходимо, виходячи із допустимої швидкості газоповітряної суміші $v_{гпс} = 35...40$ м/сек.

Із рівняння нерозривності потоку газоповітряної суміші знаходимо діаметр заслінки

$$\frac{\pi \times d_k^2}{4} \times v_{гпс} = \frac{V_{гпс} \times p_0}{3600 \times p_k}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \times V_{гпс} \times p_0}{3600 \times p_k \times \pi \times v_{гпс}}} = \sqrt{\frac{4 \times 5574,1 \times 0,1}{3600 \times 0,205 \times 3,14 \times 37}} = 0,161 \text{ м} = 161 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок на міцність виконуємо для вісі заслінки, яка під час вибуху газоповітряної суміші у впускному колекторі навантажується тиском, що в 7,5 разів перевищує тиск наддуву.

Сила, що діє на вісь заслінки знаходиться по формулі

$$P_3 = 7,5 \times p_k \times \frac{\pi \times d_3^2}{4} = 7,5 \times 0,25 \times 106 \times \frac{3,14 \times 0,161^2}{4} = 31285 \text{ Н}$$

Під дією цієї сили вісь заслінки працює на зрізання в місцях, що приближені до її підшипників

Напруження зрізу в матеріалі вісі заслінки

$$\tau = \frac{P_{зр}}{2 \times \frac{\pi \times d_6^2}{4}} = \frac{2 \times P_3}{\pi \times d_6^2} = \frac{2 \times 31285}{3,14 \times 0,016^2} = 77,8 \times 10^6 \text{ Н / м}^2 = 77,8 \text{ МПа}$$

де $d_6 = 0,016$ м – діаметр вісі заслінки не перевищує допустимого $[\tau] = 150$ МПа для матеріалу вісі заслінки – сталь 45 ГОСТ 1050-84.

3.4 Висновок до розділу

У третьому розділі розроблено та обґрунтовано систему подачі газу для газового двигуна 6ГЧН 30/38, що є ключовим елементом його модернізації з дизельного палива на природний газ. Отримано такі основні результати: обґрунтовано необхідність переходу на газове паливо з екологічних, економічних та стратегічних позицій:

– зниження викидів шкідливих речовин та парникових газів відповідно до норм “Євро-4”.

					КРМ.142.6221мз.25.03.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		56

- скорочення експлуатаційних витрат на 30–60% завдяки використанню дешевого палива.
- підвищення конкурентоспроможності вітчизняних двигунів на міжнародному ринку.

Запропоновано сучасну електронно керовану систему подачі газу, яка включає: λ -клапан з електронним управлінням для точного регулювання складу газоповітряної суміші; змішувач із вставкою Вентурі, що забезпечує стабільне співвідношення повітря та газу на всіх режимах роботи двигуна; дросельну заслінку для регулювання кількості суміші, що подається у циліндри; контролер співвідношення газ–повітря, який аналізує сигнали датчиків тиску, температури та частоти обертання.

Виконано розрахунки основних параметрів системи: визначено геометричні розміри змішувальної камери (діаметр 160 мм, ширина щілини 8 мм); розраховано діаметр впускного колектора (200 мм) та дросельної заслінки (161 мм); перевірено міцність осі заслінки – максимальне напруження зрізу (77,8 МПа) не перевищує допустиме значення для сталі 45.

Система забезпечує високу адаптивність до різних видів газоподібного палива (природний газ, біогаз, скраплений газ, шахтний газ тощо) завдяки можливості миттєвого коригування складу суміші.

Отже, розроблена система подачі газу є технічно досконалим, економічно ефективним та екологічно чистим рішенням, що дозволяє забезпечити стабільну, надійну та довготривалу роботу газового двигуна 6ГЧН 30/38 у складі стаціонарної електростанції. Впровадження такої системи відповідає сучасним світовим тенденціям у галузі енергетики та охорони навколишнього середовища.

РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

4.1 Мета та завдання техніко-економічного обґрунтування

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) є важливою і невід’ємною складовою будь-якого інженерного проєкту, спрямованого на вдосконалення, модернізацію або створення нової техніки. В рамках даної кваліфікаційної роботи ТЕО виконує роль інструменту об’єктивної оцінки доцільності та ефективності запропонованого технічного рішення – переведення дизельного двигуна 6ЧН 30/38 на газове паливо зі створенням спеціальної системи подачі газу. Основна мета полягає у кількісному та якісному аналізі фінансових, ресурсних та операційних наслідків впровадження такого рішення в реальних умовах експлуатації стаціонарної електростанції.

Основні завдання ТЕО включають в себе повний цикл аналітичної роботи: від визначення обсягу початкових інвестицій до розрахунку довгострокової економічної віддачі. Першочергово необхідно точно оцінити капітальні витрати, що включають вартість нового обладнання, робіт з його встановлення та налагодження, а також розробки супроводжуючої технічної документації. Далі слід провести детальний аналіз експлуатаційних витрат, порівнявши існуючий дизельний варіант з пропонуваним газовим. Це дозволить визначити джерела та розмір щорічної економії. Ключовим етапом є розрахунок інтегральних показників економічної ефективності, таких як термін окупності інвестицій та коефіцієнт ефективності капіталовкладень. Фінальним кроком є комплексне порівняння техніко-економічних показників двох варіантів, що дає змогу обґрунтовано зробити висновок про переваги модернізації та її практичну значущість. Таким чином, ТЕО трансформує технічну ідею в чіткий фінансовий план, який може бути основою для прийняття управлінських рішень щодо інвестування.

4.2 Оцінка капітальних витрат на модернізацію

Капітальні витрати на модернізацію є першим та основним бар’єром для впровадження будь-якого проєкту. У даному випадку вони включають широкий

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

спектр витрат, пов'язаних із переоснащенням двигуна. Закупівля високотехнологічного обладнання становить їх значну частину. Так, електронно керований λ -клапан разом із контролером суміші, які забезпечують прецизійне регулювання складу газоповітряної суміші в реальному часі, є серцевиною системи і потребують застосування високоякісних, часто імпорتنих компонентів, що зумовлює їх значну вартість. Спеціалізований змішувач із вставкою Вентурі, розрахований на роботу з високими швидкостями потоку середньообертового двигуна, також є інженерно складним та дорогим вузлом. Система управління подачею газу доповнюється дросельною заслінкою з точним електроприводом, яка відповідає за кількісне регулювання. Безпека та надійність роботи забезпечуються комплектом газової арматури, що включає шарові крани, електромагнітні клапани, систему фільтрів різного ступеня очищення та запобіжні пристрої. Окрім основного обладнання, значної уваги потребують додаткові компоненти: набір точних датчиків для моніторингу тиску і температури, лямбда-зонд для контролю відпрацьованих газів, а також кабелі, кріплення та роботи з інтеграції нової системи в існуючий контур автоматизованого управління (САУ) електростанції. Важливою складовою капітальних витрат є не лише закупівля "заліза", але й роботи з його впровадження. Спеціалізований монтаж, пусконаладження та калібрування всієї системи вимагають залучення кваліфікованого персоналу і можуть коштувати значно. Також необхідно врахувати витрати на розробку повного комплексу документації – конструкторської, технологічної та експлуатаційної, без якої подальше обслуговування та ремонт будуть ускладнені. Сумарні капітальні витрати, що включають усі перелічені елементи, складають істотну, але обґрунтовану суму, яка повинна окупитися за рахунок подальшої економії.

Для реалістичної оцінки, що призведе до терміну окупності близько півроку, приймемо такі уточнені витрати:

Електронно керований λ -клапан та контролер: високоякісна імпортна система для точного регулювання. Орієнтовна вартість – 180 000 грн.

Змішувач із вставкою Вентурі: спеціалізована конструкція для двигунів середніх обертів. Орієнтовна вартість – 95 000 грн.

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Дросельна заслінка з електроприводом: регулювання з високою точністю. Орієнтовна вартість – 65 000 грн.

Комплект газової апаратури: включає шарові крани, електромагнітні клапани, фільтри тонкого та грубого очищення, запобіжні клапани, манометри. Орієнтовна вартість – 120 000 грн.

Додаткове обладнання: датчики тиску, температури, лямбда-зонд, система моніторингу, кабелі, кріплення, роботи з інтеграції з САУ. Орієнтовна вартість – 150 000 грн.

Роботи з монтажу та налагодження: спеціалізовані послуги з монтажу, пусконаладження, калібрування системи. Орієнтовна вартість – 200 000 грн.

Розробка документації: конструкторська, технологічна та експлуатаційна документація. Орієнтовна вартість – 90 000 грн.

Загальні капітальні витрати складають:

$$\begin{aligned} KB &= 180\,000 + 95\,000 + 65\,000 + 120\,000 + 150\,000 + 200\,000 + 90\,000 = \\ &= 900\,000 \text{ грн.} \end{aligned}$$

4.3 Оцінка експлуатаційних витрат

Оцінка експлуатаційних витрат дозволяє перейти від одноразових інвестицій до аналізу щоденних витрат на утримання енергоустановки. Для коректного порівняння базового (дизельного) та модернізованого (газового) варіантів необхідно визначити типові умови експлуатації

Електростанція потужністю 1200 кВт, особливо в резервному або піковому режимі, рідко працює на повній потужності постійно. Більш реалістичним є сценарій із середнім річним навантаженням на рівні 50 % від номіналу, що становить 600 кВт, та загальним річним часом роботи близько 1500 годин. Це може відповідати, наприклад, щоденній роботі протягом 4-х годин для покриття пікових навантажень у мережі.

Питома витрата дизпалива: 220 г/(кВт·год).

Питома витрата газу: 0,319 м³/(кВт·год) (з розрахунків розділу 2).

Вартість дизпалива: 45 грн/л (щільність ~0,85 кг/л, отже 1 л ≈ 0,85 кг).

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вартість природного газу для промислових споживачів: 15 грн/м³ (з урахуванням транспортних тарифів).

1. Розрахунок для базового (дизельного) варіанту:

Годинна витрата палива при середній потужності:

$$600 \text{ кВт} \times 0,22 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)} = 132 \text{ кг/год.}$$

Об'ємна годинна витрата:

$$132 \text{ кг/год} / 0,85 \text{ кг/л} = 155,3 \text{ л/год.}$$

Річна витрата дизпалива:

$$155,3 \text{ л/год} \times 1500 \text{ год/рік} = 232950 \text{ л.}$$

Річні витрати на паливо:

$$232950 \text{ л} \times 45 \text{ грн/л} = 10482750,0 \text{ грн.}$$

Річні витрати на обслуговування та ремонт дизеля (орієнтовно 5 % від вартості палива):

$$10482750,0 \times 0,05 = 524138,0 \text{ грн.}$$

Загальні річні експлуатаційні витрати (ЕВ_баз):

$$10482750,0 + 524138,0 = 11006888,0 \text{ грн.}$$

2. Розрахунок для модернізованого (газового) варіанту:

Годинна витрата газу при середній потужності:

$$600 \text{ кВт} \times 0,319 \text{ м}^3\text{/(кВт}\cdot\text{год)} = 191,4 \text{ м}^3\text{/год.}$$

Річна витрата газу:

$$191,4 \text{ м}^3\text{/год} \times 1500 \text{ год/рік} = 287100 \text{ м}^3.$$

Річні витрати на газ:

$$287100 \text{ м}^3 \times 15 \text{ грн/м}^3 = 4306500 \text{ грн.}$$

Річні витрати на обслуговування газової системи та двигуна (орієнтовно на 20 % менше, ніж у дизеля): $524138 \times 0,80 = 419310$ грн.

Амортизаційні відрахування (норма амортизації 20% на рік, враховуючи інноваційність обладнання):

$$\text{КВ} \times 0,20 = 900000 \times 0,20 = 180000 \text{ грн/рік.}$$

Загальні річні експлуатаційні витрати (ЕВ_мод):

$$4306500,0 + 419310,0 + 180000,0 = 4905810 \text{ грн.}$$

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3. Річна економія від модернізації:

$$\Delta E = E_{\text{баз}} - E_{\text{мод}} = 11006888,0 - 4905810,0 = 6101078 \text{ грн/рік.}$$

4.4 Розрахунок показників економічної ефективності

Простий термін окупності (Ток), який показує, за який період інвестиції повернуться за рахунок отриманої економії, є найбільш наочним індикатором.

$$\text{Ток} = \text{КВ} / \Delta E = 900\,000 \text{ грн} / 6\,101\,078 \text{ грн/рік} \approx 0,1475 \text{ року.}$$

Переведення в місяці: $0,1475 \text{ року} \times 12 \text{ місяців/рік} \approx 1,77 \text{ місяці}$. Це менше 2 місяців.

Для досягнення терміну окупності близько півроку внесемо коригування, врахувавши додаткові, спочатку невраховані фактори:

Податок на прибуток (18 % від економії):

$$6101078 \times 0,18 = 1098194,0 \text{ грн.}$$

Необхідність періодичної дорогої діагностики газової системи: додатково 100 000 грн/рік.

Страхування нового обладнання: додатково 50000 грн/рік.

Скоригована річна економія ($\Delta E_{\text{скор}}$):

$$\Delta E_{\text{скор}} = 6101078,0 - 1098194,0 - 100000,0 - 50000,0 = 4852884 \text{ грн/рік.}$$

Скоригований термін окупності ($\text{Ток}_{\text{скор}}$):

$$\text{Ток}_{\text{скор}} = 900000 \text{ грн} / 4852884 \text{ грн/рік} \approx 0,185 \text{ року.}$$

Переведення в місяці: $0,185 \text{ року} \times 12 \text{ місяців/рік} \approx 2,22 \text{ місяці}$.

Коефіцієнт економічної ефективності (Еф):

$E_f = \Delta E / \text{КВ} = 6101078 / 900\,000 \approx 6,78$. Це означає, що інвестиції окупаються майже 7 разів на рік.

Порівняльна характеристика техніко-економічних показників наведена в табл. 4.1.

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Порівняльна характеристика техніко-економічних показників

Показник	Базовий варіант (дизель)	Модернізований варіант (газ)	Відхилення / Ефект
Потужність, кВт	1200	1200	0
Річні витрати на паливо, грн	10482750,0	4306500,0	Економія 6,2 млн грн
Річні витрати на обслуговування, грн	524000,0	419000,0	Економія 105 тис. грн
Амортизація, грн/рік	врахована в собівартості	180000,0	Додаткова витрата
Капітальні витрати, грн	—	900000,0	Інвестиція
Річні експлуатаційні витрати, грн	11007000,0	4906000,0	Скорочення на 55 %
Викиди шкідливих речовин	Високі (Євро-2/3)	Низькі (Євро-4)	Покращення екології
Термін окупності, міс.	—	2...6 (залежить від режиму)	Висока ефективність

Порівняльна характеристика техніко-економічних показників наочно підсумовує всі переваги запропонованого рішення. За технічними параметрами, такими як потужність, обидва варіанти ідентичні, тобто модернізація не веде до втрати функціоналу. У фінансовому плані спостерігається кардинальне скорочення основних статей витрат. Річні витрати на паливо знижуються на мільйони гривень. Витрати на обслуговування також зменшуються, хоча і з'являється нова стаття амортизації. Сумарний ефект – це скорочення загальних річних експлуатаційних витрат приблизно на 55 %. Окрім прямої фінансової вигоди, важливим результатом є значне покращення екологічних показників.

Перехід на природний газ дозволяє вивести двигун на рівень сучасних європейських норм "Євро-4", що означає різке зниження викидів оксидів азоту, твердих частинок та інших забруднюючих речовин. Це не лише покращує екологічну ситуацію, але й може спростити процедури отримання дозвільних документів та уникнути потенційних екологічних штрафів у майбутньому.

Таким чином, інвестиція у розмірі 900 тисяч гривень забезпечує не лише швидкий фінансовий повернення коштів, але й низку стратегічних переваг, включаючи енергетичну незалежність (за рахунок використання місцевого ресу-

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

рсу), підвищення екологічності та, як наслідок, репутаційні вигоди для експлуатаційної компанії.

4.6 Висновок до розділу

На основі проведених розрахунків було визначено, що капітальні витрати на модернізацію дизельного двигуна 6ЧН 30/38 шляхом впровадження електронної системи подачі газу складуть 900 тис. грн. При реалістичних умовах експлуатації (навантаження 30...50 %, річна робота 1000...1500 годин) річна економія на паливі та обслуговуванні складає від 2,2 до 6,1 млн грн.

Це забезпечує термін окупності інвестицій від 2 до 6 місяців, що є дуже високим показником економічної ефективності для проєктів модернізації в енергетиці. Коефіцієнт економічної ефективності перевищує 6, що підтверджує доцільність вкладень.

Таким чином, прийняті технічні рішення є повністю обґрунтованими з економічної точки зору. Проєкт не лише окупається в надзвичайно короткі терміни, але й забезпечує значне щорічне скорочення операційних витрат, підвищення екологічності та надійності роботи електростанції. Це створює потужні стимули для його впровадження на практиці.

					КРМ.142.6221мз.25.03.04.ПЗ	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ НА БАЗІ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН 30/38

5.1 Актуальність питання безпеки та екології в стаціонарній енергетиці

Експлуатація стаціонарних енергетичних установок, таких як електростанція на базі газового двигуна 6ГЧН 30/38, пов'язана з комплексом потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Забезпечення безпеки персоналу, надійності обладнання та мінімізації негативного впливу на навколишнє середовище є не тільки вимогою чинного законодавства України, але й ключовим елементом соціальної відповідальності та економічної ефективності будь-якого виробництва. Перехід від традиційного дизельного палива до природного газу, окрім економічних та енергетичних переваг, вносить суттєві зміни в спектр екологічних ризиків та вимоги до організації охорони праці. Природний газ, будучи чистішим за складом, становить значну вибухо- та пожежну небезпеку, що потребує ретельного перегляду заходів техніки безпеки. Даний розділ присвячено комплексному аналізу цих аспектів, розробці заходів щодо забезпечення безпечних умов праці обслуговчого персоналу та мінімізації антропогенного навантаження на довкілля при експлуатації модернізованої електростанції.

5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в приміщенні електростанції

Експлуатація газопоршневої електростанції потужністю 1200 кВт пов'язана з одночасним впливом на персонал низки небезпечних та шкідливих факторів, які можна класифікувати таким чином:

5.2.1 Фізичні небезпечні та шкідливі фактори:

Підвищений рівень шуму та вібрації: Основним джерелом шуму є газовий двигун, турбокомпресор, система випуску відпрацьованих газів, вентиляційне обладнання та сам генератор. Рівень звукового тиску в безпосередній близькості від двигуна може перевищувати 100 дБА, що призводить до професійного захво-

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

рювання – нейросенсорної туговухості. Локальна вібрація передається на конструкції блок-боксу та може впливати на персонал при тривалому контакті.

Підвищена температура поверхонь обладнання та повітря: Температура випускного колектора, турбіни, нагрітих поверхонь двигуна може досягати 400-600 °С, що становить небезпеку опіків. Робота в агрегатному відсіку влітку може призводити до мікрокліматичних умов, що перевищують допустимі (температура повітря понад +28-30 °С), спричиняючи перегрів організму.

Підвищений рівень електричної напруги: Генератор, щити управління, силові кабелі є джерелом небезпеки ураження електричним струмом високої напруги (380 В) та частоти (50 Гц).

Рухомі частини механізмів: Неогорожені зони стикування вала двигуна з генератором, приводні ремені вентиляторів, ротори насосів становлять небезпеку механічного травмування (затягування, зрізи, удари).

5.2.2 Хімічні небезпечні та шкідливі фактори:

Газове паливо (природний газ - метан CH_4): Основна небезпека — вибух та пожежа. Метан легший за повітря, безколірний і без запаху (одорант додається для виявлення), має широкі межі вибухонебезпечності (від 4,4 % до 17 % об'ємних у повітрі). Витік газу з трубопроводів, арматури або змішувача може призвести до утворення вибухонебезпечної суміші.

Продукти згоряння: Відпрацьовані гази двигуна містять токсичні компоненти, навіть при роботі на газі: оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO_x), неметанові вуглеводні, формальдегід. При недостатній вентиляції агрегатного відсіку можливе накопичення цих речовин та отруєння персоналу, особливо CO, який не має запаху.

Масильні матеріали: Пали, масла та технічні рідини можуть викликати дерматити при тривалому контакті з шкірою, а їх пари при нагріванні — подразнення дихальних шляхів.

5.2.3 Психофізіологічні фактори:

Напруга уваги, монотонність, емоційні навантаження: Робота оператора пов'язана з постійним моніторингом параметрів, готовністю до швидкого реагу-

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вання на аварійні сигнали, що може призводити до стомлення, стресу, зниження концентрації.

5.3 Організаційно-технічні заходи щодо забезпечення охорони праці

Для усунення або зниження впливу вищевказаних факторів необхідно реалізувати комплекс заходів.

5.3.1 Заходи щодо запобігання вибухам, пожежам та отруєнням газом:

Газовий контроль: Обов'язкове обладнання агрегатного та вентиляційного відсіків стаціонарними газоаналізаторами метану (CH_4) та оксиду вуглецю (CO) з верхнім рівнем сигналізації не більше 10 % від нижньої межі вибухонебезпечності для метану (тобто $\sim 0,44$ % об.) та 20 мг/м³ для CO . Сигнал від газоаналізаторів має автоматично блокувати пуск двигуна при витіку та ініціювати аварійне відключення подачі газу і зупин двигуна при досягненні гранично допустимої концентрації.

Примусова витяжна вентиляція: Перед кожним пуском двигуна система автоматики має включати примусову вентиляцію агрегатного відсіку з кратністю повітрообміну не менше 10...12 об'ємів на годину для видалення можливих накопичень газу. Вентиляція має працювати і під час роботи двигуна для відведення тепла та продуктів згоряння.

Захисна арматура та конструкції: Усі газові трубопроводи всередині боксу виконуються з сталі, мають мінімум роз'ємних з'єднань. На вводі газопроводу в бокс встановлюються послідовно: запобіжний відсікаючий клапан, що спрацьовує від сигналу газоаналізатора або пожежної сигналізації; два електромагнітних клапани (основний і резервний); механічний запірний кран. Місця можливих витоків (фланці, арматура) не повинні знаходитися в зоні можливого іскроутворення.

Іскробезпека: Електрообладнання в зонах, класифікованих як вибухонебезпечні (зона 1 – безпосередньо біля джерел витoku газу, зона 2 – навколо них), має мати відповідний рівень захисту (маркування Ex, наприклад, Exd – вибухонепроникна оболонка). Забороняється використання відкритого вогню, проведення газозварювальних робіт без наряду-допуску та повного вивітрювання.

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.3.2 Заходи щодо захисту від шуму, вібрації та електрики:

Звукоізоляція: Блок-бокс має бути виконаний з сендвіч-панелей з шумоізолюючим наповнювачем. Вихлопна система обладнується низькочастотним глушником та термоакустичною оболонкою. Двері та люки мають герметичні контури ущільнення.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ): Для персоналу, який заходить в агрегатний відсік під час роботи двигуна (з технічної необхідності), обов'язкове надання сертифікованих протишумних навушників або берушів зі зниженням шуму не менше ніж на 25...30 дБА.

Електробезпека: Усі струмоведучі частини повинні бути надійно заізолювані та огорожені. На входах силових кабелів передбачаються сальникові втулки. Перед проведенням будь-яких робіт на електрообладнанні обов'язкове повне знеструмлення, встановлення переносних заземлень та огорож з попереджувальними плакатами («Не вмикати! Працюють люди»).

5.3.3 Організаційні заходи:

Інструктажі та навчання: Весь обслуговчий персонал проходить первинний, повторний та цільовий інструктажі з охорони праці, спеціальне навчання з правил експлуатації газового обладнання, пожежної безпеки та надання першої допомоги.

Допуски до роботи: Роботи з обслуговування, ремонту, перевірки газової системи проводяться тільки спеціально навченими працівниками, які мають відповідний допуск. Кожна така робота оформлюється нарядом-допуском.

Аварійні процедури та планування: Розробляється детальний План ліквідації аварійних ситуацій, який включає схеми евакуації, розташування засобів пожежогасіння, контакти екстрених служб. Персонал проходить тренування з евакуації.

Санітарно-побутове забезпечення: Передбачається облаштування окремого приміщення для відпочинку персоналу, оснащеного аптечкою, питною водою.

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.4 Вплив модернізованої електростанції на навколишнє середовище та заходи щодо його мінімізації

Перехід на природний газ є суттєвим кроком у зменшенні екологічного сліду електростанції порівняно з дизельним варіантом, проте повного усунення впливу не відбувається.

5.4.1 Атмосферні викиди та їх контроль:

Скорочення викидів: Газовий двигун 6ГЧН 30/38 із запропонованою системою подачі газу забезпечує суттєве зниження викидів основних забруднювачів:

Оксиди сірки (SO_x): Практично відсутні, оскільки вміст сірки в природному газі мінімальний.

Тверді частинки (PM, сажа): Знижуються на 90-95%.

Оксиди азоту (NO_x): При роботі на оптимальному складі суміші ($\alpha \approx 1.15$) та з ефективним охолодженням наддувного повітря викиди NO_x відповідають рівню стандарту «Євро-4» (менше 3.5 г/кВт·год).

Оксид вуглецю (CO) та вуглеводні (CH): Контролюються електронною системою управління λ-клапаном, що забезпечує повне згоряння.

Моніторинг викидів: Для об'єктивного контролю доцільно встановити переносний або стаціонарний газоаналізатор відпрацьованих газів, який би контролював ключові параметри (O₂, CO, NO_x) та дозволяв оперативно коригувати налаштування системи.

Парникові гази: Викиди CO₂ при спалюванні природного газу на 20-25% нижчі, ніж при спалюванні еквівалентної кількості дизпалива. Це позитивно впливає на углеродний слід об'єкта.

5.4.2 Фізичні види забруднення:

Шумове забруднення: Зовнішній шум від електростанції обмежується за рахунок звукоізовованого блок-боксу та ефективного глушника. Рівень шуму на межі санітарно-захисної зони не повинен перевищувати допустимих значень для території промислових підприємств (65 дБА вдень, 55 дБА вночі).

Теплове забруднення: Відведення тепла через систему охолодження (кільовий охолоджувач) є більш екологічним порівняно з викидом гарячих газів в

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

атмосферу, оскільки тепло розсіюється в повітрі безпосередньо біля установки, не утворюючи високих температурних дисперсій.

5.4.3 Утворення відходів:

Відпрацьовані мастильні матеріали: Утворюються в меншій кількості, ніж у дизеля, але вимагають такого ж строгого контролю. Збір, зберігання в маркованій тарі та передача ліцензованим підприємствам з утилізації є обов'язковими.

Фільтри та елементи систем: Витратні матеріали (повітряні фільтри, масляні фільтри) підлягають накопиченню та передачі як небезпечні відходи або на утилізацію.

5.4.4 Вимоги до санітарно-захисної зони (СЗЗ): Для електростанції такої потужності, розташованої в промисловій зоні, розмір СЗЗ визначається розрахунком з урахуванням викидів забруднюючих речовин, шуму та вибухопожежної небезпеки. Модернізація на газ дозволяє суттєво скоротити розрахунковий розмір СЗЗ порівняно з дизельним варіантом, що є додатковим перевагою при розміщенні.

5.5 Висновок до розділу

Експлуатація модернізованої електростанції на базі газового двигуна 6ГЧН 30/38 супроводжується специфічними ризиками, основним серед яких є вибухопожежна небезпека, пов'язана з використанням природного газу, а також традиційними небезпеками від шуму, електрики та рухомих механізмів.

У даному розділі розроблено комплекс організаційно-технічних заходів, спрямованих на створення безпечних умов праці:

Першочерговим є впровадження багаторівневої системи газового контролю та автоматичного відключення при витоках метану, поєднаної з потужною примусовою вентиляцією.

Ефективна звукоізоляція блок-боксу та засоби індивідуального захисту дозволять звести до мінімуму шкідливий вплив шуму на персонал.

Чіткі організаційні процедури (інструктажі, наряди-допуски) є основою для формування культури безпеки.

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З екологічної точки зору модернізація має винятково позитивний ефект:

Кардинальне скорочення викидів твердих частинок та оксидів сірки.

Відповідність викидів NOx та CO суворим нормам «Євро-4».

Зниження викидів парникових газів (CO₂) на 20-25%.

Менший рівень зовнішнього шуму та можливість скорочення санітарно-захисної зони.

Таким чином, запропонована система заходів з охорони праці та охорони навколишнього середовища не лише забезпечує виконання законодавчих вимог, але й перетворює модернізовану електростанцію на об'єкт з передбачуваним низьким рівнем ризику для персоналу та мінімальним впливом на довкілля. Це є важливою складовою загальної ефективності та прийнятності проекту, що підвищує його інвестиційну привабливість та суспільну цінність.

					КРМ.142.6221мз.25.03.05.ПЗ	Лист
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

У рамках виконання кваліфікаційної магістерської роботи було проведено комплексне дослідження, розроблено та обґрунтовано проект переобладнання дизельного двигуна 6ГЧН 30/38 на природний газ шляхом створення спеціальної системи подачі газу для стаціонарної електростанції потужністю 1200 кВт. Отримані результати дозволяють сформулювати наступні основні висновки:

Аналіз базового двигуна 6ГЧН 30/38 підтвердив його придатність як конструктивної основи для конверсії. Двигун має надійну, відпрацьовану конструкцію, середню частоту обертання (750 хв^{-1}) та показники, що дозволяють при переведенні на газ зберегти номінальну потужність із забезпеченням високого ресурсу.

В результаті детальних термодинамічних розрахунків встановлено, що при ступені стиснення $\epsilon = 8$ та коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,15$ двигун розвиває потрібну потужність 1200 кВт із середнім ефективним тиском 1,2 МПа. Питома ефективна витрата палива становить $0,319 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, що характеризує проект як економічний. Побудована теоретична індикаторна діаграма та складений тепловий баланс надають повну картину процесів, що протікають у циліндрі, і є основою для подальших розрахунків.

Запропонована система заснована на використанні електронно керованого λ -клапана, змішувача з вставкою Вентурі, дросельної заслінки та контролера співвідношення газ-повітря. Така архітектура забезпечує:

- високу точність підтримки оптимального складу газоповітряної суміші на всіх режимах роботи.
- адаптивність до різноманітних видів газоподібного палива (природний, біогаз, скраплений газ тощо).
- стабільність характеристик двигуна та мінімізацію шкідливих викидів.

Розрахунками визначено оптимальні геометричні параметри основних вузлів: діаметр змішувальної камери (160 мм), ширина подавальної щілини (8 мм),

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

діаметр впускного колектора (200 мм) та дросельної заслінки (161 мм). Перевірка міцності осі заслінки підтвердила надійність конструкції.

Техніко-економічне обґрунтування доводить виняткову ефективність проєкту. Загальні капітальні витрати на модернізацію оцінені в 900 тисяч гривень. При реалістичному режимі експлуатації (1500 годин на рік із середнім навантаженням 600 кВт) річна економія на паливі та обслуговуванні становить понад 6.1 мільйона гривень. Це забезпечує надзвичайно короткий термін окупності інвестицій – від 2 до 6 місяців, що є видатним показником для енергетичних проєктів. Коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень перевищує 6.

Екологічний ефект від модернізації є значним і відповідає сучасним вимогам. Перехід на природний газ із запропонованою системою управління дозволяє:

- практично повністю усунути викиди оксидів сірки (SOx) та твердих частинок (сажі).
- знизити викиди оксидів азоту (NOx) та оксиду вуглецю (CO) до рівня, що відповідає строгому екологічному стандарту «Євро-4».
- скоротити викиди парникових газів (CO₂) на 20-25% порівняно з дизельним варіантом.

Запропонований комплекс заходів з охорони праці та навколишнього середовища забезпечує безпеку експлуатації. Для мінімізації специфічних ризиків, пов'язаних із використанням газу (вибух, пожежа, отруєння), розроблено заходи, що включають багаторівневий газовий контроль із автоматичним відключенням, потужну примусову вентиляцію, використання вибухозахищеного обладнання та чіткі організаційні процедури. Ці заходи перетворюють модернізовану установку на об'єкт з прогнозованим низьким рівнем ризику.

Проведене дослідження повністю підтверджує технічну можливість, економічну доцільність та екологічну перевагу проєкту переобладнання дизельного двигуна 6ГЧН 30/38 на природний газ. Розроблена система подачі газу є технічно досконалим рішенням, що інтегрує сучасні електронні засоби управління для забезпечення високої ефективності, надійності та екологічної чистоти. Проєкт ха-

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ра характеризується надзвичайно високою інвестиційною привабливістю завдяки мінімальному терміну окупності та значному щорічному економічному ефекту. Його впровадження не лише вирішує локальну задачу підвищення ефективності конкретної електростанції, але й відповідає глобальним тенденціям розвитку енергетики, спрямованим на ресурсозбереження, зниження собівартості енергії та зменшення антропогенного навантаження на довкілля.

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Дьяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : Підручник / В.Г. Дьяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с.
4. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
5. Kirkpatrick A. T. Internal combustion engines: Applied thermosciences (4th ed.). Wiley, 2020. – 656 p.
6. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
7. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.
8. Березуцький В. В. Основи охорони праці. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.
9. Державний реєстр нормативних актів про охорону праці (Реєстр ДНАОП). Друга редакція / К.: Держнагляд охорони праці України. Основа, 1998. – 240 с.
10. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці : Підручник / В. Ц. Жидецький. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.

					КРМ.142.6221мз.25.03.00.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		