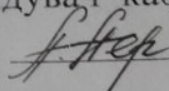


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри


«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

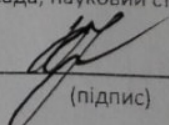
на тему: Розробка покращеної системи охолодження стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 570 кВт. Прототип - 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22


(підпис) **Мілько А.В.**

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

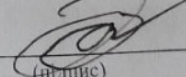

(підпис) **Грабовенко О.І.**

Первомайськ - 2026 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми


(підпис)
«12» 01 2026 р.

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

Студенту Мілько Артему Віталійовичу

Тема роботи: «Розробка покращеної системи охолодження стаціонарного двигуна внутрішнього згоряння потужністю 570 кВт. Прототип - 6ГЧН 25/34».

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.2026 за №7.

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

3. Вихідні дані по роботі: Двигун- прототип 6ГЧН25/34 потужністю 530 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).
Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Проектування та розрахунок елементів системи охолодження. 4. Охорона праці при експлуатації ДВЗ.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Принципова схема системи охолодження (СП). 3. Теплообмінник пластинчастий (СК) 4. Теплообмінник утилізаційний водогрійний (СК). 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

1. Консультанти розділів роботи

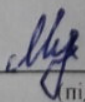
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

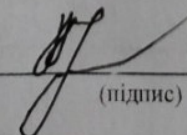
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна	25.01.2026	
2.	Розрахунок робочого процесу, теплового балансу та динаміки ДВЗ	06.02.2026	
3.	Побудова індикаторної діаграми та діаграм сил, діючих в КШМ	21.02.2026	
4.	Проектування та розрахунок елементів системи охолодження	10.03.2026	
5.	Розробка складального креслення двигуна	27.03. 2026	
6.	Розробка принципової схеми системи охолодження	05.04.2026	
7.	Розробка складального креслення теплообмінника пластинчастого	11.04.2026	
8.	Розробка складального креслення теплообмінника утилізаційного водогрійного	14.04.2026	
9.	Охорона праці при експлуатації ДВЗ	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	02.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Мілько А.В.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О.І.

Анотація

Завданням кваліфікаційної роботи є «Вдосконалення системи охолодження стаціонарного двигуна внутрішнього двигуна потужністю 570 кВт», що забезпечує нормальну роботу двигуна при температурі зворотної води в системі когенерації до 60°C та тиску до 1,2МПа

В кваліфікаційній роботі пропонується технічне рішення по модернізації системи охолодження, яке передбачає застосування пластинчатих охолоджувачів води і масла замість серійних кожухотрубних. Міцність теплообмінника утилізаційного водогрійного при високому тиску води забезпечується тим, що він виконується одноступеневим із секцій із оребреними сталевими трубами, всередині яких циркулює вода, що надходить на підігрівання.

В першому розділі приведений детальний опис конструкції газового двигуна 6ГЧН25/34.

В другому розділі роботи виконані розрахунки робочого циклу газового двигуна, побудована індикаторна діаграма і діаграми сил, що діють в КШМ двигуна.

В третьому розділі роботи виконані необхідні розрахунки для проектування теплообмінника утилізаційного водогрійного та пластинчатих теплообмінників води та мастила. Конструкція теплообмінника утилізаційного водогрійного та пластинчатого теплообмінника для охолодження мастила показана на складальних кресленнях.

В четвертому розділі приведені заходи по охороні праці при експлуатації ДВЗ.

До кваліфікаційної роботи додаються 5 аркушів креслення формату А1.

Ключові слова: система охолодження, робочий цикл, теплообмінник, охорона праці.

Abstract

The task of the qualification work is "Improvement of the cooling system of a stationary internal combustion engine with a capacity of 570 kW", which ensures normal engine operation at a return water temperature in the cogeneration system of up to 60°C and a pressure of up to 1.2 MPa

The qualification work proposes a technical solution for the modernization of the cooling system, which involves the use of plate water and oil coolers instead of serial shell-and-tube coolers. The strength of the heat exchanger of the waste water heating system at high water pressure is ensured by the fact that it is made single-stage from sections with finned steel-aluminum tubes, inside which water circulates for heating.

The first section provides a detailed description of the design of the 6GCHN25/34 gas engine.

In the second section of the work, calculations of the gas engine operating cycle are performed, an indicator diagram and diagrams of forces acting in the engine's KSHM are constructed.

In the third section of the work, the necessary calculations are made for the design of a heat exchanger for waste water heating and plate heat exchangers for water and oil. The design of a heat exchanger for waste water heating and a plate heat exchanger for oil cooling is shown in the assembly drawings.

In the fourth section, occupational safety measures during the operation of internal combustion engines are given.

5 sheets of A1 format drawings are attached to the qualification work.

Key words: cooling system, working cycle, heat exchanger, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34.....	5
2.КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до проектуваного двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу.....	7
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	12
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	22
2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.....	26
2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34 в порівнянні з базовим.....	31
2.6 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.....	33
3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ.....	37
3.1 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження ДВЗ.....	38
3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ)..	40
3.3 Технічний опис конструкції ТУВ.....	42
3.4 Опис конструкції пластинчастих теплообмінників.....	45
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ	
4.1 Вплив шуму і ультразвуку на людину.....	48
4.2 Нормування шуму і ультразвуку.....	49
4.3 Методи і засоби зменшення шкідливого впливу шуму і вібрації.....	50
4.4 Розробка заходів щодо безпечної експлуатації ДВЗ.....	54
ВИСНОВКИ.....	56
ДЖЕРЕЛА	
ІНФОРМАЦІЇ.....	58
Додатки:	
ДОДАТОК А Газовий двигун, поперечний розріз, Ск., А1	
ДОДАТОК Б Система охолодження, СП., А1	
ДОДАТОК В Теплообмінник пластинчастий, Ск., А1	
ДОДАТОК Г Теплообмінник утилізаційний водогрійний, РК, А1	
ДОДАТОК Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ, ІД, А1	

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування є :

збільшення питомих потужностей за рахунок газотурбінного наддуву, підвищення економічності, надійності і моторесурсу, зменшення металоємності і вартості двигуна. Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Для газових двигунів, що працюють в системах когенерації, велике значення має максимальне використання теплоти випускних газів. Як відомо, температура випускних газів у газових двигунах ($t_r=550...600^{\circ}\text{C}$) значно перевищує температуру випускних газів у дизелях ($t_d = 400...450^{\circ}\text{C}$), а тому і кількість теплоти, що відводиться від газового двигуна значно перевищує кількості тепла, що відводиться від дизельного двигуна.

Проектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється на стаціонарній електростанції. Для забезпечення надійної роботи газового двигуна – генератора в режимі когенерації в його системі охолодження застосовуються пластинчасті теплообмінники води та мастила, які працюють при температурі зворотньої води до 60°C та тиску в системі до 1,2 МПа. Для порівняння замітимо, що серійні кожухотрубні охолоджувачі води та мастила працюють надійно при температурі охолоджуючої води 40° та тиску 0,3 МПа. Допустимий тиск води в першій ступені серійного теплообмінника утилізаційного водогрійного із умов міцності його корпусу складає всього 0,3 МПа. При експлуатації двигун – генератора у Замовника температура води на вході в теплообмінники системи охолодження нерідко доходить до 60°C , а тиск до 1,2 МПа. Тому в системі охолодження пропонується застосувати теплообмінник утилізаційний водогрійний, який конструктивно виконаний одноступеневим із чотирьох секцій з сталевалюмінієвими оребреними трубками, які забезпечують більшу поверхню теплообміну і краще охолодження випускних газів.

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 (рис.1.1) [14] – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

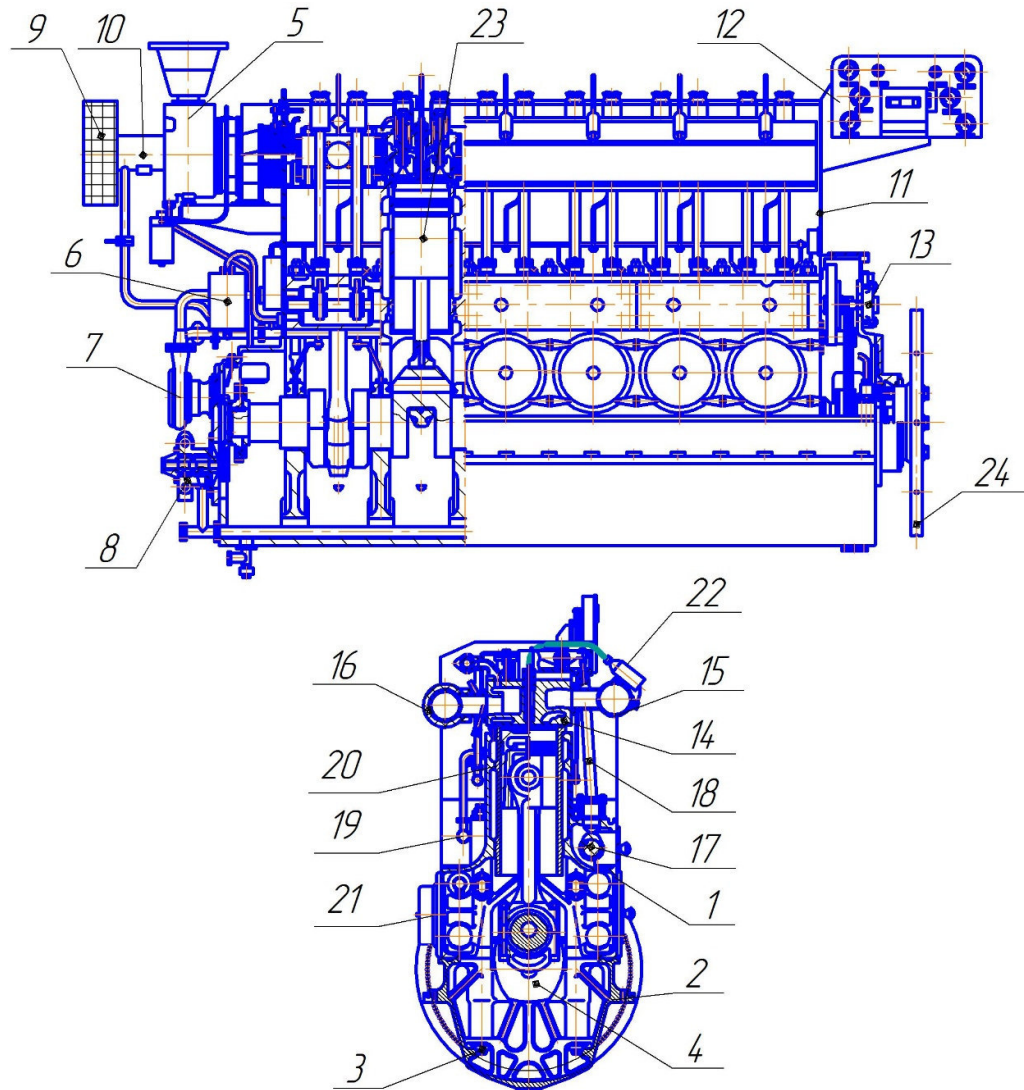


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

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

Двигун складається із блок – картера 1 і фундаментної рами 2, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер 1 з фундаментною рамою 2 скріплені анкерними шпильками 3, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу 4 двигуна розміщені: турбокомпресор 5, система вентиляції картера 6, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні 7 і масляний 8 насоси, фільтр-глушник 9 і змішувач 10.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном 12, щит приладів 12, маховик 24, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового 13.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів 14, до яких кріпляться впускний колектор 15, випускний колектор 16 і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал 17, привід впускних і випускних клапанів 18, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання 22.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води 19 в сорочку охолодження втулок робочих циліндрів 20 і щити закриття картеру 21 із запобіжними клапанами. В середині двигуна на колінчастому валу встановлені шатунно-поршневі групи 23.

Основні техніко-економічні параметри двигуна - прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 6ГЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Величина
Частота обертання колінчастого валу	хв. ⁻¹	600
Середній ефективний тиск	КПа	1050

Номінальна ефективна потужність	кВт	525
Ресурс до першої переборки	год	8000
Ресурс до капітального ремонту	год	60000
Питома витрата газового палива	м³/кВтгод	0,3
Питома витрата мастила	г/(кВт·год)	1,0

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

Поршневий двигун входить як складовий елемент в транспортні або енергетичні установки. Підвищення продуктивності праці пов'язано із зростанням енергоозброєності засобів виробництва, тому розвиток двигунобудування визначається ростом потужності установок різного призначення. Наприклад, зростають потужності установок і швидкості пасажирських суден. Швидкість суден на підводних крилах складає на сьогодні 50-70 км/год, створюються судна на швидкості 80-100 км/год; кількість пасажирів складає 50,70,120,150 людей і продовжує зростати що потребує збільшення потужності двигунів в 1,5-2,5 рази. Збільшується вантажопідємність автомобілів, особливо кар'єрних самоскидів.

Статистичний аналіз показує, що для значної більшості споживачів двигунів того або іншого призначення гранична потужність установки зростала на 60-100% за десятиріччя. Тому основною вимогою споживача до двигуна є безперервне збільшення потужності. Разом з тим необхідно відмітити природне бажання проєктанта виробу кінцевого призначення відвести під двигун і системи, що його обслуговують (охолодження, змащування, паливоподачі та інші), по можливості менше місця, обмежити масу агрегатів. Відси виникають вимоги до масо габаритних показників двигуна. Вони різні для різних споживачів.

Енергетична установка займає частину корисного об'єму транспортного засобу (судна, автомобіля, тепловозу) або потребує для свого розміщення спеціальних споруд: газоперекачних станцій, електростанцій віддалених селищ, резервних електростанцій. Чим легший та компактніший двигун, тим менше доля маси та об'єму, що приходить на двигун в кінцевому виробу, проте із цього не слідує, що всюди доцільно застосовувати тільки легкі компактні двигуни. В техніці нічого не дається даром, за зменшення габаритів та маси приходить платити зменшенням ресурсу та надійності, а інколи

погіршенням економічності та ростом вартості. Внаслідок цього параметри двигуна, що визначають його габарити і масу, повинні бути погоджені з ресурсом, надійністю, вартістю та знайдений той оптимальний варіант двигуна, який більше всього задовольняє вимогам даної установки.

Фактори, які враховуються при проектуванні двигуна.

В загальному випадку при проектуванні двигуна враховуються такі фактори:

1. Потужність повинна забезпечувати технічні параметри виробу, і в конструкцію має бути закладена можливість підвищення потужності.

2. Частота обертання валу відбору потужності повинна такою, яку задає споживач (наприклад, 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500 хв^{-1} , для генераторів змінного струму з частотою 50 Гц); для суднового двигуна вона повинна визначатися із умови досягнення високого значення пропульсивного ККД гвинта; для автомобільного та тракторного двигуна – погоджуватися з параметрами трансмісії і таке інше.

3. Число циліндрів вибирається мінімальним для заданих ефективній потужності P_e та частоти обертання n при допустимому по параметрам виробленої енергії значень середнього ефективного тиску p_e . Слід відмітити, що p_e не являється параметром, який задається споживачем, значення p_e визначає проектант двигуна.

4. Маса та габарити залежать від призначення двигуна; визначаються вони літровою масою, числом та розташуванням циліндрів.

5. Економічність по паливу та маслу.

При створенні двигуна необхідно прагнути до мінімальних витрат палива b_e і масла g_m . Проте можливості зниження b_e і g_m пов'язані із схемою, швидкохідністю, ступеню зношування та іншими параметрами двигуна. Необхідно враховувати їх вплив на параметри установки в цілому. Наприклад, при великому радіусі дії судна маса палива у багато разів перевищує масу двигуна, в цьому випадку економічність по паливу є визначальною; при малому радіусу дії визначальне значення має маса двигуна і можливо заради

цього дещо погіршити його економічність. Для більшості установок характерна робота двигуна в широкому діапазоні P_e і n , тому двигун повинен оцінюватися не по b_e і g_m на номінальному режимі, а по середньому їх значенні на заданій сукупності режимів. Наприклад, для маневрового тепловоза, що працює більший проміжок часу на холостому ході та малих навантаженнях, визначальним є забезпечення низьких частот обертання холостого ходу та високе значення механічного коефіцієнта корисної дії двигуна η_m , так як тільки у цьому випадку можливо забезпечити малі b_e на низьких P_e та низьку витрату палива на холостому ході.

Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Виконаємо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\epsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ϵ . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску

має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор.154

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

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

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

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

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

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

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

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

з) Ступінь підвищення тиску

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

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроєктованого двигуна $\eta_m = 0,91$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 80^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

м) Температура залишкових газів

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

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

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

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Вихідні дані:

Ефективна потужність	$P_e =$	570	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,65	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	210	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	195	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,93	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³
Природний газ			
Склад:	в %	В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4 =$	95	$R_{\text{CH}_4} =$ 0,95
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,02
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	2	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,02
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	1	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,01
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0	$R_{\text{CO}_2} =$ 0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	0	$R_{\text{N}_2} =$ 0
кисень	$\text{O}_2 =$	0	$R_{\text{O}_2} =$ 0
водень	$\text{H}_2 =$	0	$R_{\text{H}_2} =$ 0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 17,78 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{CO_2} = 1,09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{H_2O} = 2,09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 1,3878 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 13,252 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 17,820 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_b = 387,0 K$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

число з інтервалу = 70

$$\Delta T_{\text{int}} = 317,0 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 319,8 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 199,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_c = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,0 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 5000,0 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 830,6 \text{ K}$$

$$t_c = 557,6^\circ \text{ C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{c_m} + 8.314 \lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{\widetilde{MCO}_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0612$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1173$$

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

$$R_{O_2} = 0,0779$$

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

$$R_{N_2} = 0,7437$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,43$$

$$b = 609,01$$

теплоємність газового палива.

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

$$mCv_{ch_4} = 12,235 + 5028 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{c_2h_6} = 7,004 + 12649 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{c_3h_8} = 14,97 + 17800 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 511,63$$

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

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,07$$

$$b = 255,82$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,192$$

$$b = 539,113$$

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

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

$$a = 29,192$$

$$b = 269,557$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 270,210$$

$$B = 29,263$$

$$C = 55849,61 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1655,5 \text{ C} \quad T_z = 1928,5 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 11637,1 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,33$$

$$\Delta\lambda = 8,25 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\varepsilon} = 615,7 \text{ кПа}$$

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

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

$$V_{П.СР.} = 6,8 \quad \text{м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1138,97 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,91$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,378$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,28 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 157,4 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z = 4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,09 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 16,68 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$$d_{ПР} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$D = 250,0 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D, \text{ мм}$$

$$S = 340,0 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 570,0 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 570,0 \text{ кВт}$$

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

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

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,25
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	5,0
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,45
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	5,0	100,0	11,45	229,0
1,25	3,506	70,1	8,285	165,7
1,75	2,211	44,2	5,44	108,8

2,0	1,842	36,8	4,604	92,1
2,5	1,357	27,1	3,483	69,7
3,0	1,057	21,1	2,773	55,5
4,0	0,712	14,2	1,936	38,7
5,5	0,461	10,2	1,3	26,0
7,0	0,331	6,6	0,962	19,2
9,2	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,21	4,0	0,606	12,1

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будемо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм

3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,195$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 5,0$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 11,45$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
r', до ВМТ	20	0,073	8,6
r'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,195/0,05 = 3,970$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 5,0 = 6,0$ МПа; $p_c'/m_p = 6,0/0,05 = 120$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,45 = 9,73$ МПа
 $p_{zd}/m_p = 9,73/0,05 = 194,6$ мм.

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

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6$ мм.

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	570,0 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	600 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34500 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	157,4 м ³ / год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	17,775 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,820 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	850,1 К
температура на початку стиску	$T_d =$	348,0 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,66 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1256,74 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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:

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

$$Q_{\Pi} = 1508,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 570,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q = 37,8 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 570 \text{ кВт}$$

Виравуємо похибку

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

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

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{Г.Р.} = 0,09-0,16 \quad 0,1$$

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

$$Q_w = 181,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 231,5 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0083 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,25 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{в.н.} = 1,25 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 232,8 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_B = 15,43 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

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

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

$$Q_{\Gamma} = 597,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,59 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0558$$

тоді

$$Q_{MD} = 84,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,4 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 1,61 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 34,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,26 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{\text{H.B.}} = 74,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{H.B.}} = 4,93 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7 Тепловий баланс двигуна

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	570,0	37,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	232,8	15,4
теплота, яка виноситься випускними газами	597,1	39,6
теплота, яка відводиться маслом	34,0	2,3
невраховані теплові втрати	74,4	4,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1508,2	100

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих в КШМ

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

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

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

а) діаметр поршня

$$D = 0,25 \text{ м}$$

- б) частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ $h_{\max} = 229,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 11,45 \text{ МПа}$
- д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
- э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 80,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу $R = 0,17 \text{ м}$
- л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n / 30 =$
 $= 3,14 \cdot 600 / 30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

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

Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,0	39,5	77,6	19,0	-38,4	70,0	15,5	16,1	31,6	7,7	-15,7	28,5
480	13,2	32,4	52,2	84,6	18,4	-58,3	64,0	13,2	21,3	34,5	7,5	-23,8	26,1
495	12,0	29,4	59,3	88,7	15,7	-73,8	51,6	12,0	24,2	36,2	6,4	-30,1	21,1
510	11,1	27,2	62,3	89,5	11,1	-83,1	35,1	11,1	25,4	36,5	4,5	-33,9	14,3
525	9,8	24,0	63,1	87,1	5,6	-85,6	17,2	9,8	25,7	35,5	2,3	-34,9	7,0
540	7,7	18,9	63,2	82,1	0,0	-82,1	0,0	7,7	25,8	33,5	0,0	-33,5	0,0
555	6,0	14,7	63,1	77,8	-5,0	-76,4	-15,3	6,0	25,7	31,7	-2,0	-31,2	-6,3
570	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	4,0	25,4	29,4	-3,6	-27,3	-11,5
585	3,3	8,1	59,3	67,4	-11,9	-56,0	-39,2	3,3	24,2	27,5	-4,9	-22,8	-16,0
600	3,3	8,1	52,2	60,3	-13,1	-41,5	-45,7	3,3	21,3	24,6	-5,4	-16,9	-18,6
615	3,3	8,1	39,5	47,6	-11,7	-23,6	-43,0	3,3	16,1	19,4	-4,8	-9,6	-17,5
630	3,3	8,1	20,6	28,7	-7,3	-7,3	-28,7	3,3	8,4	11,7	-3,0	-3,0	-11,7
645	3,3	8,1	-3,8	4,3	-1,0	0,1	-4,4	3,3	-1,6	1,7	-0,4	0,0	-1,8
660	3,3	8,6	-31,6	-23,0	5,0	-7,2	22,4	3,5	-12,9	-9,4	2,0	-2,9	9,1
675	3,3	8,1	-59,3	-51,2	9,0	-29,8	42,6	3,3	-24,2	-20,9	3,7	-12,1	17,4
690	3,3	8,1	-82,9	-74,8	9,3	-60,1	45,4	3,3	-33,8	-30,5	3,8	-24,5	18,5
705	3,3	8,1	-98,8	-90,7	5,8	-86,1	29,1	3,3	-40,3	-37,0	2,4	-35,1	11,8
720	3,3	8,1	-104,4	-96,3	0,0	-96,3	0,0	3,3	-42,6	-39,3	0,0	-39,3	0,0

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	РЦ	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k	F _Г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	ММ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,6	8,8	-104,4	-95,6	0,0	-95,6	0,0	3,6	-42,6	-39,0	0,0	-39,0	0,0
15	3,6	8,8	-98,8	-90,0	-5,7	-85,4	-28,8	3,6	-40,3	-36,7	-2,3	-34,8	-11,8
30	3,6	8,8	-82,9	-74,1	-9,2	-59,5	-45,0	3,6	-33,8	-30,2	-3,7	-24,3	-18,3
45	3,6	8,8	-59,3	-50,4	-8,9	-29,4	-42,0	3,6	-24,2	-20,6	-3,6	-12,0	-17,1
60	3,6	8,8	-31,6	-22,8	-5,0	-7,1	-22,2	3,6	-12,9	-9,3	-2,0	-2,9	-9,0
75	3,6	8,8	-3,8	5,0	1,2	0,1	5,1	3,6	-1,6	2,0	0,5	0,0	2,1
90	3,6	8,8	20,6	29,4	7,5	-7,5	29,4	3,6	8,4	12,0	3,0	-3,0	12,0
105	3,6	8,8	39,5	48,4	11,8	-24,0	43,7	3,6	16,1	19,7	4,8	-9,8	17,8
120	3,6	8,8	52,2	61,0	13,3	-42,0	46,2	3,6	21,3	24,9	5,4	-17,1	18,8
135	3,6	8,8	59,3	68,1	12,0	-56,7	39,6	3,6	24,2	27,8	4,9	-23,1	16,2
150	3,6	8,8	62,3	71,1	8,8	-66,0	27,9	3,6	25,4	29,0	3,6	-26,9	11,4
165	3,6	8,8	63,1	71,9	4,6	-70,7	14,2	3,6	25,7	29,3	1,9	-28,8	5,8
180	3,6	8,8	63,2	72,0	0,0	-72,0	0,0	3,6	25,8	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,6	8,8	63,1	71,9	-4,6	-70,7	-14,2	3,6	25,7	29,3	-1,9	-28,8	-5,8
210	3,8	9,3	62,3	71,6	-8,9	-66,4	-28,1	3,8	25,4	29,2	-3,6	-27,1	-11,5
225	4,0	9,8	59,3	69,1	-12,2	-57,5	-40,2	4,0	24,2	28,2	-5,0	-23,4	-16,4
240	4,6	11,3	52,2	63,5	-13,8	-43,7	-48,1	4,6	21,3	25,9	-5,6	-17,8	-19,6
255	5,4	13,2	39,5	52,8	-12,9	-26,1	-47,7	5,4	16,1	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	6,8	16,7	20,6	37,3	-9,5	-9,5	-37,3	6,8	8,4	15,2	-3,9	-3,9	-15,2
285	9,3	22,8	-3,8	19,0	-4,6	0,4	-19,5	9,3	-1,6	7,7	-1,9	0,2	-8,0
300	13,6	33,4	-31,6	1,8	-0,4	0,5	-1,7	13,6	-12,9	0,7	-0,2	0,2	-0,7
315	22,1	54,2	-59,3	-5,0	0,9	-2,9	4,2	22,1	-24,2	-2,1	0,4	-1,2	1,7
330	38,7	94,9	-82,9	12,0	-1,5	9,7	-7,3	38,7	-33,8	4,9	-0,6	3,9	-3,0
345	66,7	163,6	-98,8	64,8	-4,1	61,5	-20,8	66,7	-40,3	26,4	-1,7	25,1	-8,5
360	103,0	252,7	-104,4	148,2	0,0	148,2	0,0	103,0	-42,6	60,4	0,0	60,4	0,0
375	154,2	378,3	-98,8	279,5	17,8	265,3	89,6	154,2	-40,3	113,9	7,3	108,2	36,5
390	93,3	228,9	-82,9	146,0	18,1	117,4	88,7	93,3	-33,8	59,5	7,4	47,9	36,1
405	55,9	137,1	-59,3	77,9	13,8	45,3	64,8	55,9	-24,2	31,7	5,6	18,5	26,4
420	36,1	88,6	-31,6	57,0	12,4	17,7	55,5	36,1	-12,9	23,2	5,1	7,2	22,6
435	25,4	62,3	-3,8	58,5	14,3	1,3	60,2	25,4	-1,6	23,8	5,8	0,5	24,5
450	19,2	47,1	20,6	67,7	17,2	-17,2	67,7	19,2	8,4	27,6	7,0	-7,0	27,6

3 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Система охолодження двигуна служить для примусового відведення тепла від гарячих деталей двигуна і передачі цього тепла навколишньому середовищу.

Тепло, що відводиться, складається із частини тепла, яке виділяється в циліндрах двигуна і не перетворюється в індикаторну роботу і не виноситься з вихлопними газами, та із теплоти тертя, що виникає при взаємному русі деталей двигуна.

Кількість відведеного за 1 годину тепла від стінок циліндру і стінок камери згоряння може бути знайдено із рівняння теплового балансу двигуна.

Більша частина тепла відводиться в навколишнє середовище системою охолодження, менша частина – системою мащення і безпосередньо навколишньому середовищу від зовнішніх поверхней двигуна.

Примусове відведення тепла необхідне через те, що при високих температурах газів в циліндрах двигуна (під час згоряння палива $1800...2400^{\circ}\text{C}$, середня температура за робочий цикл при повній нарузці $600...1000^{\circ}\text{C}$) природне відведення тепла в навколишнє середовище стає недостатнім.

Порушення правильного відведення тепла приводить до погіршення змащування поверхней, що труться, вигорянню мастила та перегріву двигуна. Останнє приводить до різкого падіння міцності матеріалу деталей і навіть до їх вигоряння (наприклад, випускних клапанів). При сильному перегріванні двигуна нормальні зазори поміж його деталями порушуються, що звичайно приводить до підвищеному зношуванню, заїданню і навіть до поломки цих деталей. Перегрівання двигуна шкідливе ще і тому, що визиває погіршення його наповнення, а в карбюраторних і вгазових двигунах - детонаційне згоряння та самозаймання робочої суміші.

Надмірне охолодження двигуна також небажане, так як воно тягне за собою конденсацію частин палива на стінках циліндрів (в карбюраторних двигунах), погіршення сумішоутворення та загоряння робочої суміші, зменшення швидкості її горіння і як наслідок зменшення потужності та економічності двигуна, а також зменшення механічного ККД та прискорене зношування двигуна.

В автомобільних та тракторних двигунах застосовують системи рідинного та повітряного охолодження. Для середньооборотних двигунів найбільш поширена система рідинного охолодження.

3.1 Огляд та аналіз конструкцій теплообмінників систем охолодження ДВЗ

3.1.1 Функції та характеристики теплообмінних апаратів.

Виконання умов проведення циклу теплових двигунів вимагає організації передачі тепла від одного теплоносія до другого. Для ДВЗ це передача тепла від стінок робочих циліндрів до охолоджуючої рідини, передача тепла в радіаторах від охолоджуючої рідини до повітря або іншого теплоносія. У випадку використання ДВЗ в системі когенерації – передача тепла вихлипних газів до іншого теплоносія. Всі ці процеси відбуваються в межах пристрою, який має назву теплообмінний апарат (ТА), і загальним завданням якого є передача тепла від одного теплоносія до другого.

За принципом дії ТА бувають поверхневими (рекуперативні та регенеративні) і контактними. В рекуперативних ТА середовища, які обмінюються теплом, одночасно рухаються по різні боки стінки, яка їх розділяє. Це найбільш розповсюджений клас ТА.

За типами теплоносіїв розрізняють ТА:

рідина - рідина; пара – рідина; газ – рідина; газ – газ; пара – газ; пара – пара.

За характером руху теплоносіїв ТА можуть бути:

- з природньою циркуляцією (випарники, парогенератори, водогрійні і парові котли);

- з примусовою циркуляцією (рекуперативні).

3.1.2 Теплообмінні апарати для використання низькопотенційної теплоти викидів ДВЗ

Природа теплових викидів ДВЗ така, що носіями вторинного тепла є або рідина (вода, масло), або газ – вихлип двигуна. Тому вживаються такі типи теплообмінного обладнання:

- для передачі від газу до рідини, або навпаки:
- рекуперативні економайзери;
- контактні теплообмінні апарати змішувального типу;
- для передачі тепла від рідини до рідини:
- кожухотрубні;
- пластинчаті та кожухо – пластинчаті;
- оребрені.

Теплообмінники типу “газ – рідина”.

Для теплообміну між вихлипними газами та рідиною використовується теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), який виконаний одною ступінню (водотрубною). При передачі тепла від газів до рідини і навпаки спостерігається суттєва різниця у величинах коефіцієнтів тепловіддачі. Для газів він не перевищує, як правило, $30 - 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для води це $5000 - 15000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в цьому випадку необхідно використовувати оребрені трубки. Тому ТУВ для проектного газового двигуна виготовляється із біметалевої сталевалюмінієвої оребреної трубки, що допустимо при низьких температурах вихлопних газів (550°C). Застосувати оребрені трубки в ТУВ, що працює на вихлопних газах газодизеля проблематично, так як їх зовнішня поверхня швидко забивається продуктами неповного згоряння запальної дози дизельного пального.

3.2 Тепловий розрахунок теплообмінника утилізаційного водогрійного (ТУВ).

Як відомо, в двигуні внутрішнього згоряння поршневого типу найбільшими тепловими втратами є відведення тепла охолоджуючою

водою і випускними газами. В когенераційній установці з газовим двигуном 6ГЧН25/34 використовується тепло, що відводиться в охолоджуючу воду двигуна, масло, випускні гази. Тепло від наддувочного повітря не відбирається по причині необхідності забезпечення мінімальної температури газоповітряної суміші, яка надходить в циліндри двигуна. В прийнятій схемі когенерації охолоджена вода, що надходить від споживача (“обратка”) з температурою 60°C спочатку підігрівається у пластинчатих теплообмінниках двигуна (масла та води), а потім надходить до ТУВ для кінцевого нагріву до температури 80...85 °С. Для охолодження газоповітряної суміші в ОГПС створено окремий контур охолодження, який включає в себе градирню, ОГПС, циркуляційний насос навішаний на двигуні та трубопроводи, що їх з'єднують в систему.

1. Кількість тепла, що відбирається від газового двигуна із випускними газами по результатам розрахунку робочого процесу двигуна і його теплового балансу

$$Q_{в.г.} = 571,7 \text{ кВт}$$

2. Температура випускних газів на вході в ТУВ

$$t_1 = 550^\circ\text{C}$$

3. Температура випускних газів на виході із ТУВ

$$t_3 = 150^\circ\text{C}.$$

4. Кількість тепла, що відбирається від циркуляційної води охолодження двигуна в охолоджувачі води по результатам розрахунку теплового балансу

$$Q_{в} = 288,7 \text{ кВт}.$$

5. Кількість тепла, що відбирається від мастила в охолоджувачі мастила

$$Q_{м} = 89,4 \text{ кВт}$$

6. Кількість тепла, що відбирається від випускних газів у водотрубному теплообміннику

$$Q_{ТУВ} = Q_{в.г.} \cdot \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_0} = 571,7 \cdot \frac{550 - 150}{550 - 20} = 430 \text{ кВт}$$

7. Загальна кількість теплоти, що відбирається від газового двигуна

$$Q = Q_{\text{ТУВ}} + Q_B + Q_M = 430 + 288,7 + 89,4 = 808 \text{ кВт}$$

8. Нагрівання води зовнішнього контуру в охолоджувачі води

$$\Delta t_g = \frac{3600 \cdot Q_B}{C_B \cdot G_B} = \frac{288,7 \cdot 3600}{4,19 \cdot 37800} = 6,5^\circ\text{C}$$

9. Нагрівання води зовнішнього контуру в охолоджувачі мастила

$$\Delta t_M = \frac{3600 \cdot Q_M}{c_B \cdot G_B} = \frac{89,4 \cdot 3600}{4,19 \cdot 37800} = 2,0^\circ\text{C}$$

10. Нагрівання води зовнішнього контуру в ТУВ

$$\Delta t_1 = \frac{3600 \cdot Q_{\text{ТУВ}}}{c_B \cdot G_B} = \frac{430 \cdot 3600}{4,19 \cdot 37800} = 9,8^\circ\text{C}$$

11. Температура води зовнішнього контуру на вході в холодильник масла (“обратка”)

$$t_{B1} = 60^\circ\text{C}$$

12. Температура води зовнішнього контуру на виході із холодильника масла (на вході в холодильник води)

$$t_{B2} = t_{B1} + \Delta t_M = 60 + 2 = 62^\circ\text{C}$$

13. Температура води зовнішнього контуру на виході із холодильника води (на вході в ТУВ)

$$t_{B3} = t_{B2} + \Delta t_B = 62 + 6,5 = 68,5^\circ\text{C}$$

14. Температура води зовнішнього контуру на виході із ТУВ

$$t_{B4} = t_{B3} + \Delta t_1 = 68,5 + 9,8 = 78,3^\circ\text{C}$$

15. Необхідна площа поверхні нагріву ТУВ знаходиться по формулі

$$F = \frac{Q_{\text{ТУВ}}}{k \cdot \Delta t}, \text{ м}^2, \text{ де}$$

$$\Delta t = \frac{(t_{z1} - t_{e4}) - (t_{z2} - t_{e3})}{\ln \frac{t_{z1} - t_{e4}}{t_{z2} - t_{e3}}} = \frac{(500 - 62) - (150 - 51,3)}{\ln \frac{500 - 62}{150 - 51,3}} = 227,7^{\circ}\text{C}$$

k – коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води;

залежить коефіцієнт теплопередачі.

- середній температурний напор в теплообміннику утилізаційному

При швидкості газів, що обдувають в теплообмінні трубки з зовнішнім обертанням, в 20...35 м/сек коефіцієнт теплопередачі від випускних газів до води $K = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

16. Розрахункова площа поверхні теплообміну ТУВ

$$F_p = Q_{\text{ТУВ}} / (k \cdot \Delta t) = 430 \cdot 1000 / (60 \cdot 227,7) = 31,5 \text{ м}^2$$

17. Фактична площа поверхні теплообміну ТУВ, що складається із чотирьох теплообмінних секцій $F_{\phi} = 40 \text{ м}^2$.

3.3 Технічний опис конструкції ТУВ

3.3.1 Призначення ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ) встановлюється на випускному трубопроводі газодизель – генератора (ГДГ) для утилізації тепла випускних газів.

ТУВ служить для отримання гарячої води, яка використовується для побутових и господарських потреб, а також для опалення приміщень.

ТУВ розрахований на роботу при максимальній температурі випускних газів 550°C .

Технічні характеристики ТУВ

- Встановлена поверхня нагріву -	40м ²
-Теплова потужність при утилізації тепла випускних газів	430 кВт
- Тиск води на вході в ТУВ, не більше	1,2 МПа (12 кгс/см ²)
- Витрата випускних газів через ТУВ при номінальній потужності ДвГ	3412,8 кг/час
- Температура випускних газів на вході в ТУВ, не більше	550°С
- Температура випускних газів на виході з ТУВ, не менше	150°С

- Аеродинамічний опір газового тракту ТУВ 1,5 Па (150мм.вод.ст.)
- Витрата води через ТУВ 25 м³/год
- Ступінь підігріву води в ТУВ 10 - 15°C
- Максимально допустима температура води на виході із ТУВ 85°C
- Внутрішній діаметр патрубків підведення і відведення випускних газів 230 мм
- Довжина ТУВ 740 мм
- Висота 2620
- Ширина 680
- Маса ТУВ, суха 417 кг
- Температури води на виході із ТУВ визначається навантаженням ДвГА, температурою води на вході та витратою її через ТУВ.
- Для теплообмінника необхідно застосовувати тільки м'яку и відфільтровану воду, жорсткістю не більше 4 мг-екв/л.

Конструкція і робота ТУВ.

- Теплообмінник утилізаційний водогрійний складається із чотирьох теплообмінних секцій 2, колектора лівого та правого 3, двох опор 4 та двох дифузорів 1.
- В корпусі ТУВ передбачені дві горизонтальні опорні площадки для кріплення його до опори і два патрубки з фланцями для підведення та відведення води.
- Ізоляція ТУВ виконується у Замовника після установки випускних трубопроводів від двигуна до ТУВ і від ТУВ до глушника-іскрогасника.
- Випускні гази від двигун- генератора по випускному трубопроводу поступають в дифузор і далі в теплообмінний елемент, проходячи поміж

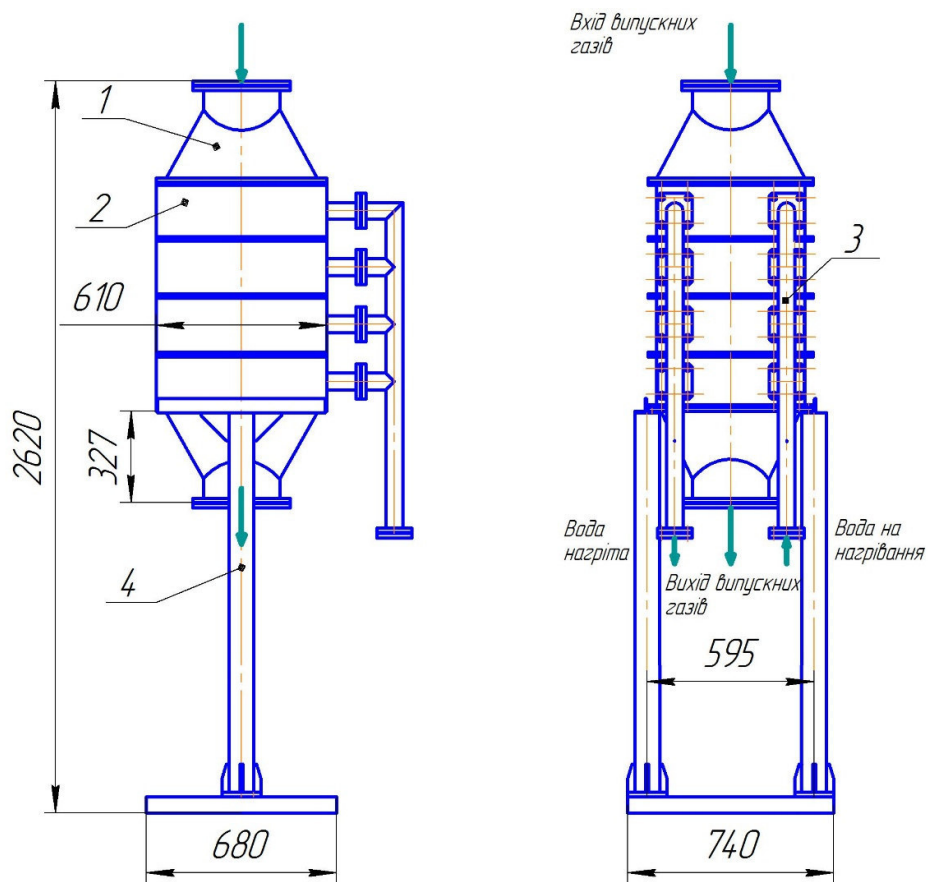


Рисунок 3.1 Теплообмінник утилізаційний водогрійний

1- дифузор; 2 - секція теплообмінна; 3 - колектор води; 4 - стійка

оребраних водогрійних труб. Після ТУВ випускні гази викидаються в атмосферу.

- Вода до ТУВ подається навішаним водяним насосом. Вода, підігріта в ТУВ, по трубопроводу подається до споживача.

- Для контролю тиску води на вході в ТУВ застосований манометр з границею вимірювання 0,6МПа (6 кгс/см²).

3.4 Опис конструкції пластинчатих теплообмінників

3.4.1 Призначення

Теплообмінники пластинчасті, розбірні призначені для виконання процесів теплообміну поміж середовищами “вода-вода” або “вода-мастило” і застосовуються в системах опалення та гарячого водопостачання житлових,

адміністративних та промислових будівель, а також в різних технологічних процесах в тому числі і для охолодження води системи охолодження двигуна та масла системи змащення. Теплообмінники даного типу не призначені для роботи з токсичними, вибухо – та пожаронебезпечними матеріалами.

Теплообмінники складаються із уніфікованих вузлів та деталей і по компоновці пластин можуть бути наступних виконань: одноходові, двоходові, трьох ходових, двоходові з циркуляційною лінією.

3.4.2 Будова та робота теплообмінника

Теплообмінник (рис.3.2) представляє собою апарат, який складається із групи рифлених теплообмінних пластин 8,10 з гумовими прокладками 9,10, встановленими поміж двох направляючих: верхньої 2 та нижньої 4. Кінці верхньої направляючої закріплені болтами 14 на нерухомій плиті 1 та стійкі 12. Пластини з прокладками, за допомогою затяжних шпильок 5 рівномірно затягнуті в пакет поміж нерухомою 1 та натискною 3 плитами, довжина яких залежить від кількості пластин. З'єднувальні фланці для одно ходових теплообмінників виконуються тільки на нерухомій плиті.

В робочому стані пластини щільно прижаті одна до одної. Кожна пластина на лицьовій стороні має гумову контурну прокладку, що обмежує канал для потоку робочого середовища та охоплює два кутових отвори по

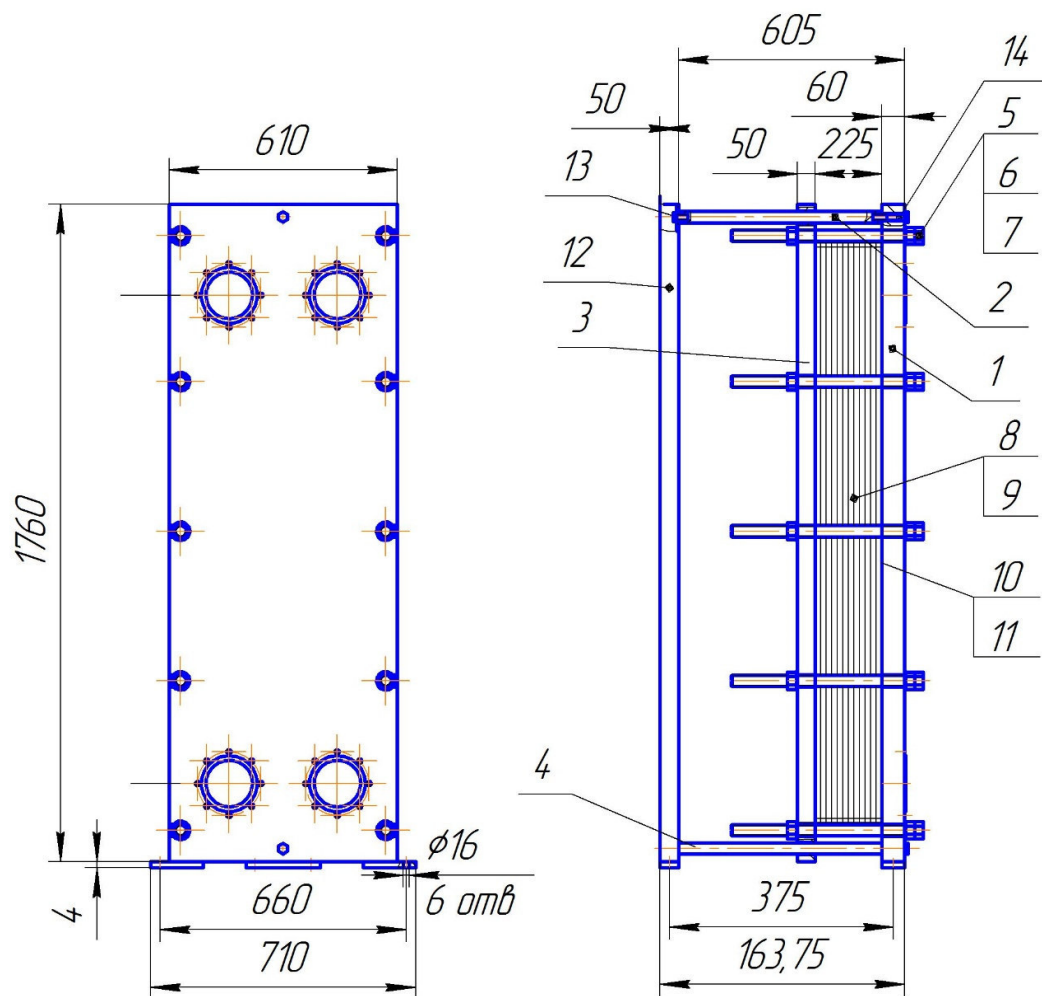


Рисунок 3.2 Пластинастий теплообмінник

1 – плита нерухома, 2 – направляюча верхня, 3 – плита натискна,
 4 – направляюча нижня, 5 – шпилька стяжна, 6 – гайка, 7 – шайба,
 8 – пластина проміжна, 9 – прокладка проміжна, 10 – пластина кінцева,
 11 – прокладка кінцева, 12 – стійка, 13, 14 – болт

одній стороні пластини, через які входить потік робочого середовища в поміжплатинчасту канаву і виходить з неї, а через два других отвори, ізольованих додатково малими кільцевими прокладками, зустрічний теплоносій проходить транзитом. Процес теплообміну проходить поміж двома середовищами протитоком, що переміщається по каналам щілеподібної форми, утвореними гофрованою поверхнею двох сусідніх пластин. Рідина при

русі в них робить хвилястий рух у просторі при якому проходить турбулізація потоку.

Посилена турбулізація та тонкий шар рідини дають можливість значно інтенсифікувати тепловіддачу при порівняно малих гідравлічних опорах. При цьому різко зменшується швидкість утворення накипу на пластинах. При значних різницях у витратах середовищ, а також при малій різниці в кінцевих температурах середовищ є можливість багаторазового проведення середовищ через теплообмінник шляхом петле подібного напрямлення їх потоків. В таких теплообмінниках патрубки для підводу середовищ розташовані як на нерухомій так і натискній плитах.

Основним елементом теплообмінника є теплопередаюча пластина. Пластини виготовляються із стійких проти корозії сталей методом холодної штамповки. По контуру пластини розташований паз для гумової ущільнюючої прокладки. Для попередження змішування середовищ у випадку прориву кільцевої прокладки на основній ущільнюючій прокладці передбачені дренажні пази. При складанні пластин в пакет на суміжних пластинах нахил гофр направлений в протилежні сторони, при цьому перша пластина від нерухомої плити встановлена поміж направляючими вершиною гофр вниз, а наступна – вершиною гофр вверху. Це забезпечується тим, що кожна послідовна пластина, повернута на 180° відносно суміжних, що створює рівномірну сітку пересічення вершин гофр.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ

4.1 Вплив шуму і ультразвуку на людину

Вплив шуму на людину може виявлятися не тільки у вигляді специфічного ураження органів слуху, але і несприятливо діяти на багато інших органів і функції організму.

Короткочасний вплив інтенсивного шуму призводить до тимчасового зниження гостроти слуху з швидким відновленням функцій після припинення дії фактору (адаптаційна захисно- пристосувальна реакція слухового органу). Тривала дія інтенсивного шуму може призводити до подразнення клітин звукового аналізатора і його стомлення, а потім до стійкого зниження гостроти слуху. Найбільш несприятливими з цієї точки зору є високочастотні (частотою біля 4000 Гц) імпульсні шуми.

Крім дії шуму на органи слуху, встановлено його вплив і на центральну нервову систему, що проявляється у вигляді комплексу симптомів: дратівливість, ослаблення пам'яті, апатія, подавленість, зміна шкірної чутливості, уповільнення швидкості психічних реакцій, розлад сну і ін. при роботі на тлі шуму відбувається зниження продуктивності і якості роботи.

У осіб, що піддаються дії шуму, відзначаються зміни секреторної і моторної функцій шлунково-кишкового тракту зрушення в обмінних процесах (порушення основного, вітамінного, вуглеводного, білкового, жирового, сольового обмінів).

Вплив ультразвуку на людину виявляється багато в чому схожим з високочастотним шумом, однак, є і ряд особливостей. Перш за все працюючі, що піддаються впливу ультразвуку, скаржаться на болі переважно в передній і скроневої областях голови, надмірно підвищену стомлюваність. У них спостерігається тиск в вухах, непевна хода, запаморочення, сонливість. Відпочинок після роботи усуває ці порушення.

При систематичному впливу ультразвуку іноді відзначаються порушення вестибулярного апарату, підвищення температури тіла і шкіри, зниження рівня цукру в крові. Якщо поряд з інтенсивним ультразвуком присутній і сильний шум, то спостерігається значне погіршення слуху.

Крім загального впливу через повітря, на організм людини низькочастотний ультразвук оказує локальну дію при контакті з деталями і матеріалами, що обробляються. У цьому випадку породжуються коливання, які ведуть до зниження вібраційної чутливості в місцях зіткнення. Вплив потужних установок ($6-7 \text{ Вт/см}^2$) може призводити до ураження периферичного нервового і судинного ділянок в місцях контакту (порізи і розриви на пальцях, кистях і передпліччях).

4.2 Нормування шуму і ультразвуку

Характеристикою постійного шуму на робочих місцях (тобто рівень звуку за 8-годинний робочий день, що змінюється в часі не більше ніж на 5 дБ при вимірах за шкалою шумоміра "А" на тимчасовій характеристиці "повільно") є рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Характеристикою непостійного шуму на робочих місцях являється інтегральний критерій - еквівалентний (по енергії) рівень звуку U дБА, тобто такий рівень звуку постійного широкосмугового шуму (ширина безперервного спектра більше однієї октави), який має такий же самий середньоквадратичний звуковий тиск, що і даний непостійний шум протягом визначеного інтервалу часу.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях для широкосмугового, постійного й непостійного (крім імпульсного) шуму приймаються по табл. 15 (ГОСТ 12.1.003-83 "ССБТ. Шум. Общие требования безопасности").

4.3 Методи і засоби зниження і усунення шкідливого впливу підвищеного рівня шуму та вібрації

Для зниження шуму можуть бути застосовані наступні методи:

зменшення шуму в джерелі, зміна спрямованості випромінювання шуму, раціональне планування підприємств і цехів, акустична обробка приміщень, зменшення шуму на а шляху його поширення, проведення організаційно - технічних заходів, застосування засобів індивідуального захисту.

Зменшення шуму в джерелі - найбільш раціональний засіб боротьби з шумом.

Шум механізмів виникає внаслідок пружних коливань як всієї машини в цілому, так і окремих її частин. Причини виникнення цих коливань механічні, аеро -, гідродинамічні і електричні явища, які визначаються конструктивними і технологічними особливостями машини, а також умовами її експлуатації.

У зв'язку з цим розрізняють шуми механічного, аеро-, гідродинамічного та електромагнітного походження.

Зменшення механічного шуму, що виникає внаслідок вібрації поверхонь машин і обладнання, а також одиночних або періодичних ударів в зчленуванні деталей, складальних одиниць або конструкцій в цілому, досягається, в першу чергу, поліпшенням конструкції устаткування: заміною зворотно-поступального руху в вузлах працюючих механізмів рівномірно обертальним; застосуванням замість прямозубих шестерень косозубих і шевронних, а також підвищенням класу точності обробки їх поверхні; заміною по можливості зубчастих і ланцюгових передач клинопасовими і зубчасто – пасовими (зниження шуму на 10-14 дБ); заміною підшипників кочення на підшипники ковзання (зниження шуму на 10-15 дБ); використанням металів з великим внутрішнім тертям; заміною, де це

можливо, металевих деталей деталями з пластмас.

Ефективно (особливо для високих тонів) застосування демпфірування, при якому поверхня, що коливається, покривається матеріалом з великим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, повсть і ін.). Основними вимогами, що пред'являються до демпфіруючим матеріалам, повинні бути висока ефективність, мала маса, здатність триматися на металі і охороняти його від корозії.

Аеродинамічні шуми виникають при витіканні стиснутого повітря або газу з отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря або газу в трубах або при русі в повітрі тіл з великими швидкостями, горінні рідкого або розпорошеного палива в форсунках; гідродинамічні - при гідравлічних ударах, турбулентності потоку, кавітації. Причиною аеро- і гідродинамічних шумів є, відповідно, стаціонарні або нестаціонарні процеси в газах або рідинах. Зниження аеро- і гідродинамічних шумів досягається насамперед зменшенням швидкості обтікання і поліпшенням аеро- і гідродинаміки тіл, що призводить до зменшення вихроутворення в струменях, а також шляхом звукоізоляції джерела і установки глушників.

Електромагнітні шуми виникають внаслідок коливань елементів електромеханічних пристроїв під впливом змінних магнітних сил - коливання статора і ротора електричних машин, сердечника трансформатора і ін. Зниження електромагнітного шуму здійснюється шляхом конструктивних змін в електричних машинах.

Зміною спрямованості випромінювання шуму досягають його зменшення на 10-15 дБ, що слід враховувати при проектуванні установок з направленим випромінюванням. Наприклад, труба для скидання стисненого повітря компресорної установки повинна розташовуватися таким чином, щоб максимум випромінюваного шуму був спрямований у протилежний від робочого місця сторону.

Ослаблення виробничого шуму сприяє раціональному плануванню машинних залів електростанцій. Їх розміщують з підвітряної сторони по відношенню до житлового селища і менш шумним цехам і на достатньому видаленні від них. Розриви між гучними цехами та іншими будівлями корисно озеленювати, так як листя дерев - гарний поглинач шуму.

Шумливі агрегати по можливості концентрують на одній ділянці цеху і звукоізолюють. При неможливості забезпечення звукоізоляції для захисту персоналу від прямого шумовипромінювання застосовують акустичні екрани, облицьовані звукопоглинальними матеріалами, а також звукоізольовані кабіни спостереження і дистанційного керування.

Інтенсивність шуму в приміщеннях залежить не тільки від прямого, але і від відбитого звуку. Зменшення енергії відбитих хвиль за рахунок збільшення еквівалентної площі звукопоглинання називається акустичною обробкою приміщення. Це досягається шляхом розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальних облицьовок, а також установки в приміщенні штучних звукопоглиначів, що виготовляються з пористих матеріалів. Звукова енергія, проникаючи в товщу матеріалу, трансформується в теплову. Цей процес проходить за рахунок в'язкого тертя повітря в вузьких порах пухкого матеріалу.

В даний час застосовують такі звукопоглинальні матеріали (коефіцієнт звукопоглинання α на середніх частотах більше 0,2): ультратонкі скловолокно, мінеральну вату, дерев'яно-волокнисті і мінераловатні плити, пористий полівінілхлорид і ін.

Установка звукопоглинальних облицьовань знижує шум по сумарному рівню на 6-8 дБ в зоні відбитого звуку-і на 2-3 дБ поблизу джерела шуму.'

Зменшення шуму на шляху його поширення застосовується тоді, коли розглянутими вище методами неможливо або недоцільно досягти необхідного зниження шуму. В цьому випадку зниження шуму може бути

досягнуто шляхом установки звукоізолюючих перешкод у вигляді стін, перегородок, кожухів, кабін, причому ефективність таких перепон зростає зі збільшенням частоти шуму.

Сутність звукоізоляції полягає в тому, що падаюча на огорожу енергія відбивається в набагато більшому ступені, ніж проникає за огорожу.

Звукоізолюючі перепони, як правило, мають гладку поверхню. При одній і тій же товщині звукоізолюючого матеріалу ефект звукоізоляції зростає зі збільшенням числа шарів матеріалу, але за умови відсутності жорсткого зв'язку між шарами.

Організаційно-технічні заходи щодо захисту від шуму повинні включати:

застосування малошумних технологічних процесів (змiana технології виробництва, способу обробки і транспортування матеріалу, наприклад, заміна клепки пневмоінструментом на гідравлічні або зварні процеси, штампування - на пресування, ручну правку металу - на вальцювання);

- оснащення шумних машин засобами дистанційного управління і автоматичного контролю;
- вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин;
- використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників на галасливих підприємствах - скорочення часу перебування в зонах з підвищеним рівнем шуму, пристрій короткочасних перерв в тихих приміщеннях протягом робочого дня для відновлення функцій слуху, суміщення професій (в умовах шуму і поза ним дії) і таке інше.

Засобами індивідуального захисту від шуму є вкладиші, навушники і шоломофони.

Вкладиші вставляють в зовнішній слуховий прохід, вони бувають м'які (еластичні і волокнисті) і тверді. Перші виготовляють з губки, вати, марлі,

ультратонкої скловати (іноді їх просочують маслами; ворсом, смолами, парафіном); другі - з пластмас, ебоніту, гуми.

Вкладиші є найдешевшими і компактними засобами захисту від шуму, однак, недостатньо ефективними (зниження шуму на 5-20 дБ) і в ряді випадків незручними, тому що дратують слуховий прохід.

Навушники щільно облягають вушну раковину і утримуються дутообразної пружиною (можуть вбудовуватися в головний убір). Ступінь: ослаблення шуму залежить від конструкції навушників і частоти шуму, причому найбільший ефект спостерігається на високих частотах (для навушників ВЦННІОТ-2М до 38 дБ 'на частотах близько 8000 Гц), що необхідно враховувати при їх використанні.

Шоломи застосовують при впливі шумів з рівнями понад 120 дБ, так як в цьому випадку шум діє безпосередньо на мозок людини (через черепну коробку) і вкладиші і навушники не забезпечують необхідного захисту.

Захист від дії ультразвуку здійснюється тими ж методами, що і захист від шуму. Доцільно також використання в обладнанні більш високих робочих частот, для яких допустимі рівні звукового тиску вище.

Захист від дії ультразвуку при контактному опроміненні полягає в усуненні контакту з середовищами, що коливаються. Для цього завантажування, вивантаження та інші роботи проводять при вимкнених джерелах ультразвуку. В іншому випадку використовують спеціальні пристосування, які забезпечені ручками, не пов'язаними жорстко з хитаючимися поверхнями, або захисні рукавиці або рукавички.

4.4 Розробка заходів щодо безпечної експлуатації ДВЗ

До роботи на газовому двигуні допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки і правилам експлуатації ДВЗ.

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал газового двигуна з відкритими індикаторними клапанами не менш двох оборотів;
- попередити присутніх про запуск двигуна;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі двигуна відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

ВИСНОВКИ

Бакалаврська робота на тему "Розробка покращеної системи охолодження стаціонарного двигуна внутрішнього згорання потужністю 570 кВт. Двигун-прототип 6ГЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкцій теплообмінника утилізаційного та пластинчатих теплообмінників води і масла. Робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Опис газового двигуна 6ГЧН 25/34 приведений в розділі 1, а його конструкція показана в Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 570$ кВт, $n = 600$ об/хв) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску наддуву $P_k = 0,21$ МПа і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,65$.

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

Важливе місце в роботі зайняли розрахунок і розробка конструкцій теплообмінника утилізаційного водогрійного та пластинчатих охолоджувачів масла та води. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованих теплообмінників та виконаний їх тепловий розрахунок. В графічній частині роботи розроблене складальне креслення теплообмінника утилізаційного та пластинчатого теплообмінника.

Враховуючи те, що розроблений газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину кваліфікаційної роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист

людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотньо – поступально.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
- 2.Дяченко С.С. Конструкція і розрахунок ДВЗ. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 360 с.
- 3.Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
- 4.Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
- 5.Гуськов А.В. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія і розрахунок. – Київ: Либідь, 2018. – 512 с.
- 6.Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згоряння: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
- 7.Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згоряння. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.
- 8.Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
- 9.Маляренко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
- 10.Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
11. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
- 12.Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.
- 13.Caterpillar Inc. Piston and Connecting Rod Assemblies: Service Manual. — Peoria, IL: CAT Publications, 2014. — 220 p.
- 14.Cummins Engine Company. High-Performance Diesel Pistons: Cooling Concepts and Material Solutions. — Technical Bulletin No. 4928746, 2019. — 36 p.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.