

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції охолоджувача масла для стаціонарного газового двигуна потужністю 650 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 54-ЕМ-20₃

_____ **Кумарянський А.Л.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2023 р.

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

Студенту Кумарянському Андрію Леонідовичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції охолоджувача масла для стаціонарного газового двигуна потужністю 650 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 06.09.22 за № 35.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.02.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 550 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції охолоджувача масла

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН25/34 (СК). 2. Принципова схема змащування (СП), 3.

Охолоджувач масла (СК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	14.10.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.10.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.10.2022	
4.	Проектування охолоджувача масла	05.11.2022	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.11.2022	
6.	Розробка креслення двигуна	18.11.2022	
7.	Розробка принципової схеми мащення	26.11.2022	
8.	Розробка складального креслення охолоджувача масла	10.12.2022	
9.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.12.2022	
10.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.12.2022	

Студент _____ Кумарянський А.Л.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка покращеної конструкції охолоджувача масла для стаціонарного газового двигуна потужністю 650 кВт. Прототип – 6ГЧН 25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 6 Додатків: 2-х специфікацій та 4-х листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки в розділі 1 приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, в розділі 2 виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки проектного двигуна. Для забезпечення високих ресурсних показників двигуна та надійності його роботи, зменшення питомих витрат палива та масла вдосконалена конструкція охолоджувача масла, який порівняно із серійним кожухотрубним охолоджувачем може працювати з більшим тиском в системі охолодження когенераційної установки до 1,6 МПа (для штатного охолоджувача цей тиск не перевищує 0,5 МПа). Крім того, пластинчастий теплообмінник технологічний у виготовленні, забезпечує більш ефективний теплообмін робочих рідин, простий в обслуговуванні, забезпечує якісне очищення поверхонь теплообміну від відкладень.

На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Ключові слова: газовий двигун, робочий процес, пластинчастий теплообмінник, кожухотрубний теплообмінник, охорона праці.

Abstract

Explanatory note to the qualification work on the topic "Development of an improved design of an oil cooler for a stationary gas engine with a capacity of 650 kW. Prototype - 6ГЧН 25/34" consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 6 Appendices: 2 specifications and 4 sheets of A4 format drawings.

In the text part of the explanatory note, chapter 1 describes the design of the 6ГЧН25/34 prototype gas engine, and chapter 2 calculates the work process, heat balance, and dynamics of the designed engine. To ensure high resource performance of the engine and

the reliability of its operation, to reduce the specific consumption of fuel and oil, the design of the oil cooler has been improved, which, compared to the serial shell-and-tube cooler, can work with a higher pressure in the cooling system of the cogeneration plant up to 1.6 MPa (for a standard cooler, this pressure is not exceeds 0.5MPa). In addition, the plate heat exchanger is technologically manufactured, provides more efficient heat exchange of working fluids, is easy to maintain, and ensures high-quality cleaning of heat exchange surfaces from deposits.

At the end of the qualification work, labor and environmental protection measures were developed, and general conclusions were made on the work performed.

Key words: gas engine, work process, plate heat exchanger, shell and tube heat exchanger, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧГН25/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна...	15
2.2 Розрахунок рбочого процесу газового двигуна.....	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	27
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	31
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧГН25/34.....	36
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ З РОЗРОБКОЮ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ОХОЛОДЖУВАЧА МАСЛА	
3.1 Вимоги до системи змащування ДВЗ.....	40
3.2 Види систем змащування двигунів внутрішнього згоряння.....	40
3.3 Вибір основних параметрів системи змащування.....	44
3.4 Розрахунок системи змащування.....	46
3.5 Обґрунтування та опис конструкції охолоджувача масла	48
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Розробка засобів зменшення шкідливої дії ДВЗ на обслуговуючий персонал	51
4.2 Розробка заходів по зменшенню негативного впливу роботи ДВЗ на навколишнє середовище.....	55
4.3 Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна.....	58
ВИСНОВКИ	61
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	63

					ПІННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Кумарянський				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	63
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					54-ЕМ-20 ₃		

ДОДАТКИ

Додаток А Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	74
Додаток Б Система мащення,СП, А1.....	75
Додаток В Охолоджувач масла, СК, А1	76
Додаток Г Діаграми індикаторна та сил, що діють на КШМ, ІД, А1... ..	77

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі його розвитку є :

- підвищення економічності, надійності і моторесурсу;
- зменшення металоємності і вартості двигуна;
- пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах палива, в першу чергу на різних видах газового палива;
- зменшення шуму та вібрації 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 на різних видах газового палива, найбільш прийнятним шляхом поліпшення їх техніко-економічних показників та покращення масо-габаритних показників є підвищення частоти обертання колінчастого валу. В порівнянні з дизельними двигунами газові двигуни мають набагато нижчий середній ефективний тиск та максимальний тиск згоряння. Причиною цього є поява детонаційного згоряння в циліндрах двигуна при високому тиску газоповітряної суміші, низькій якості газового палива, перегріві деталей камери згоряння, підвищеній витраті масла, яке попадає в камеру згоряння. При детонаційному згорянні газового палива в циліндрах двигуна різко (в 1,3...1,5 разів) збільшується максимальний тиск згоряння та максимальна температура робочого циклу, що приводить до перегріву та перевантаженню деталей камери згоряння - поршня, втулки та кришки робочого циліндру - і виходу їх із ладу по причині задиру циліндро-поршневої групи, або руйнування втулки циліндру.

Проектований газовий двигун 6ГЧН25/34 призначений для приводу електричного генератора змінного струму і застосовується на стаціонарній електростанції.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення можливості роботи газового двигуна-генератора ДвГА-610 в складі когенераційної установки із забезпеченням максимального використання тепла паливного газу в кваліфікаційній роботі розроблена покращена конструкція охолоджувача масла. Тепло, що утилізується від випускних газів, охолоджуючої води та масла двигуна-генератора використовується для підігріву води опалювальної системи, тиск в якій може бути високим – 1,0...1,5 МПа. Штатний охолоджувач масла кожухотрубного типу не може працювати при такому високому тиску через його конструктивні особливості. В кожухотрубному охолоджувачі одна із трубних дошок повина бути рухомою для компенсації теплового розштрєння теплообмінного елемента, який виготовляється із кольорових металів. Гумове ущільнення рухомої трубної дошки не може працювати при тиску робочої рідини більше 0,6МПа, що є суттєвим недолгом кожухотрубного теплообмінника. А запропонований для застосування в системі охолодження масла пластинчастий теплообмінник здатний працювати при тиску робочих середовищ до 2,0 МПа.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Детальний опис конструкції двигуна приведений в [11]: «Двигун 6ГЧН25/34 – газований, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегородки, посилені ребрами.

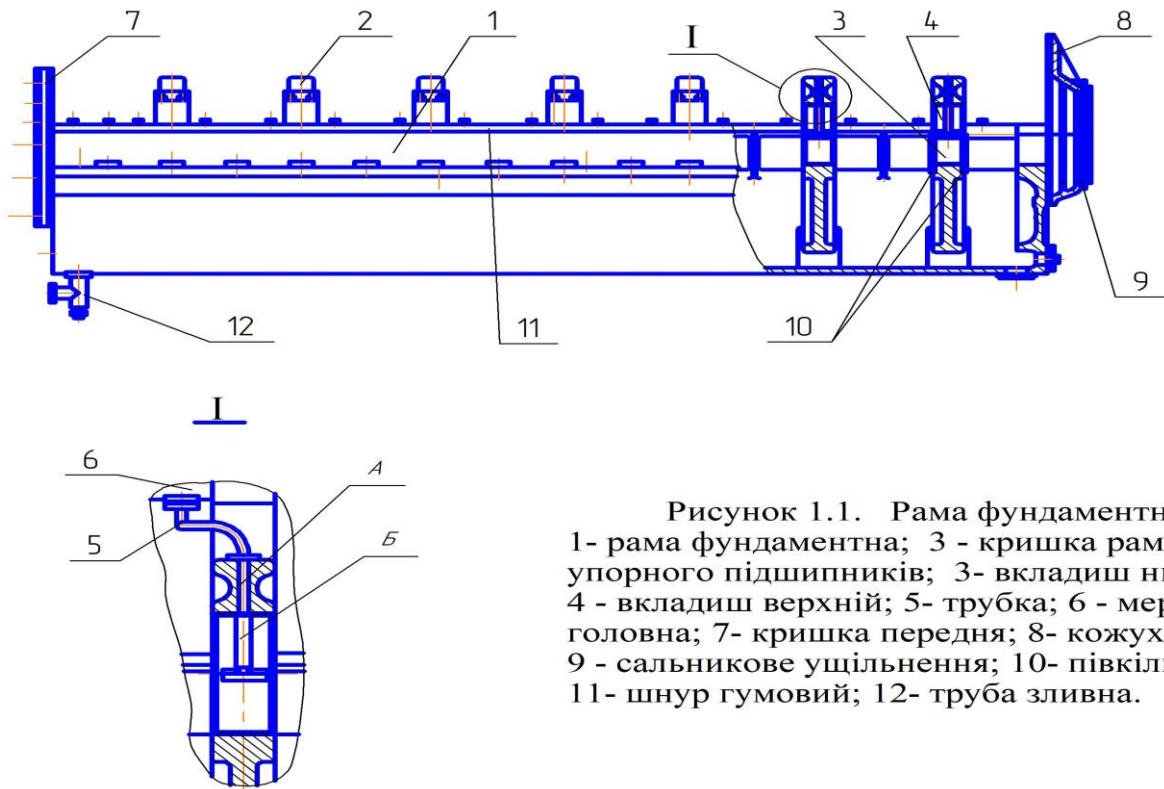


Рисунок 1.1. Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 3 - кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7- кришка передня; 8- кожух; 9 - сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11- шнур гумовий; 12- труба зливна.

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

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

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

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

Із сторони вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика –

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

кожух 6 фланця колінчатого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

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

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

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

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

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

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

Шатун - (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником.

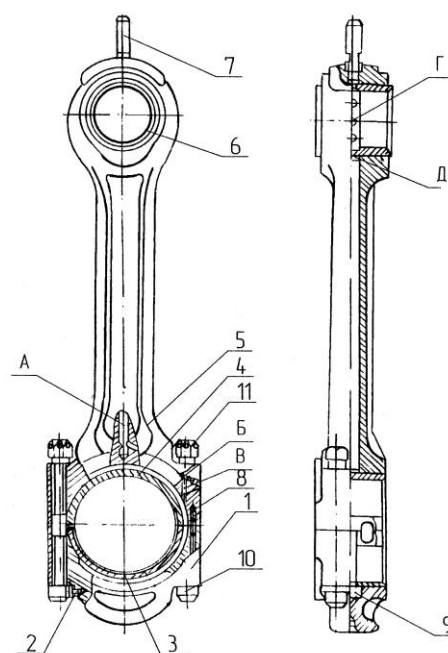


Рисунок.1.3 Шатун
1-кришка шатунного підшипника; 2,8,9 – штифт;
3 – вкладиш нижній;
4 – вкладиш верхній;
5 – стержень шатуна;
6 – втулка; 7 – розпилювач;
10 – болт шатунний; 11 – гайка шатунного болта

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.4). В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осевого переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Поршень (рис.1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

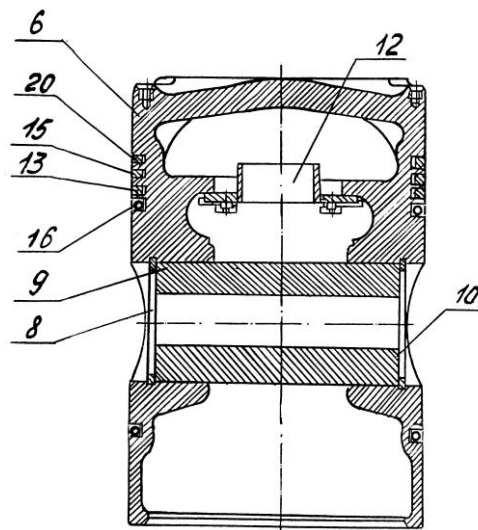


Рисунок 1.4 Поршень

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

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

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

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

(хромування). Маслоз'ємні кільця 11 коробчастого типа з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець)».

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

При виконанні теплового 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 прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів $\epsilon = 8 \dots 12$ 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].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. 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. В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 12 \dots 12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску 0,055 МПа при охолодженні наддувочного повітря до температури, що не більше ніж на 10°C перевищує температуру навколишнього середовища. [1] .

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну. Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів невеликий $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. 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]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

7. 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] Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. 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 середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2]

9. Механічний ККД

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Величина механічного ККД для двигуна розраховується по емпіричній формулі.

10. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 90^\circ\text{C}$ [3].

11. 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]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93 \dots 0,97$. [3]

13. Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 650 \text{ кВт}$		
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$		
Діаметр циліндра	$D = 250 \text{ мм}$		
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$		
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$		
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,67$		
Число циліндрів	$i = 6$		
Коефіцієнт тактності	$z = 4$		
Тиск наддуву	$P_n = 200 \text{ кПа}$		
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 100 \text{ кПа}$		
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$		
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$		
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$		
Тиск залишкових газів	$p_r = 190 \text{ кПа}$		
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$		
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»	$\xi_z = 0,8$		
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$		
Нижча теплота згоряння газу	$Q_n = 33500 \text{ кДж/м}^3$		
Паливо для роботи двигуна - 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	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Пропан	$C_3H_8=$	2	$R_{C_3H_8} = 0,02$
Бутан	$C_4H_{10}=$	1	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	0	$R_{CO_2} = 0$
Оксид вуглецю	$CO=$	0	$R_{CO} = 0$
Азот	$N_2=$	0	$R_{N_2} = 0$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Водень	$H_2=$	0	$R_{H_2} = 0$

1.2 Параметри робочого тіла

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,67 \cdot 10,17 = 17,98 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,09 \text{ кмоль}$$

1.2.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5m C_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,09 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,67 - 1) \cdot 10,17 = 1,4305 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,67 \cdot 10,17 + 0 = 13,413 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 1,09 + 2,09 + 1,4305 + 13,413 = 18,023 \text{ кмоль}$$

1.2.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,023 - 17,98 = 0,045 \text{ кмоль}$$

1.2.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,023}{17,98} = 1,0025$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{200}{100} \right)^{0,375} = 380,0 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 90^0) = 380,0 - 60 = 320,0 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{320,0 + 1,67 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,67 \cdot 10,17} = 320 \text{ K}$$

де $T_g = 310 \text{ K}$ – температура паливного газу у змішувальній камері

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{320 + 10}{750} \cdot \frac{190}{10,5 \cdot 190 - 190} = 0,045$$

$$P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 200 = 190 \text{ кПа}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{190}{200} \cdot \frac{320}{320 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320 + 10 + 0,045 \cdot 750}{1 + 0,045} = 349,1 \text{ K}$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 190 \cdot 10,5^{1,37} = 4762 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 349,1 \cdot 10,5^{1,37-1} = 833,3 K$$

1.5 Параметри процесу згоряння

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0025 + 0,045}{1 + 0,045} = 1,0024$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCv_m t_z - (mCv_{m_{c.m}}) \cdot t_c$$

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{1,09}{18,328} = 0,0595$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,09}{18,328} = 0,1140$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,4945}{18,328} = 0,0815$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{13,654}{18,328} = 0,7450$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

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

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

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

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

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

$$mCv_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7450 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,1140 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,38 + 603,65 \cdot 10^{-5} T_z$$

1.5.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_3H_{12}} \cdot mCv_{C_3H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.6 Мольна теплоємність складових газового палива

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

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

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

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

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

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

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

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,595 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} T_c)$$

Після підстановки маємо рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 12,85 + 5501,68 \cdot 10^{-5} T_c = 60,532 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$$

1.5.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{nog} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{mz} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{60,532 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,67 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 0,045 \cdot (1 + 1,67 + 10,17)}{(1 + 1,67 \cdot 10,17) \cdot (1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,08 + 503,49 \cdot 10^{-5} T_z$$

де $mCv_{пов} = 20,08 + 208,56 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCv_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 20,8 + \frac{208,56}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,8 + 254,28 \cdot 10^{-5} T_z$$

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

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,18 + 537,78 \cdot 10^{-5} T_z$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,18 + \frac{268,89}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.5.8 Після підстановки одержимо квадратне рівняння

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

де приведені коефіцієнти:

$$A = 266,5$$

$$B = 29,25$$

$$C = 53719,6$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,25 + \sqrt{29,25^2 + 4 \cdot 266,5 \cdot 10^{-5} \cdot 53719,6}}{2 \cdot 266,5 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1873,5 \text{ K}$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 4762 \cdot 1873,5 / 833,3 = 10732 \text{ кПа}$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{10732}{4762} = 2,25$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,25 - 2,15|}{2,25} 100\% = 4,82\%$$

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

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1873,5}{2,25 \cdot 833,3} = 1$$

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

1.6.2 Тиск в кінці розширення

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10732}{10,5^{1,25}} = 567,8 \text{ кПа}$$

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1873,5}{10,5^{1,25-1}} = 1040,8 \text{ К}$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1040,8}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{190}{567,8} \right] = 832,8 \text{ К}$$

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

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1040,8}{\sqrt{\frac{567,8}{190}}} = 728,9 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|728,9 - 750|}{728,9} \times 100\% = 2,82\%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,96 \cdot 4762}{10,5 - 1} \cdot \left[2,25 \cdot (1 - 1) + \frac{2,25 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1172,4 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,67 \cdot 10,17) \cdot 320 \cdot 1172,4}{33500 \cdot 190 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3600}{33500 \cdot 0,43} = 0,25 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{п.ср} = 0,088 + 0,0118 \cdot 8,5 = 131,8 \text{ кПа}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,5 \text{ м/с}$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1172,4 - 131,8 = 1040,6 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1040,6}{1172,4} = 0,89$$

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,43 \cdot 0,89 = 0,382$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,25}{0,89} = 0,283 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,283 \cdot 650 = 183,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{650 \cdot 10^3}{1040,6 \cdot 750} = 99,94 \text{ л}$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{99,94}{6} = 16,66 \text{ л}$$

1.9.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,66}{3,14 \times 1,36}} = 249,9 \text{ мм.}$$

1.9.3 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{пп.}}{D_{пп.}} = \frac{0,34}{0,25} = 1,36$$

1.9.4 Хід поршня

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 249,9 = 339,8 \text{ мм}$$

					ПІННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.10.1 Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 100,09 \text{ л}$$

1.10.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.10.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{1040,6 \cdot 100,09 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 651 \text{ кВт}$$

1.10.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{651 - 650}{650,5} \cdot 100\% = 0,15\%$$

$$P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{698,1 + 710}{2} = 706,0 \text{ кВт}$$

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

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	1,172
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,76
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ε	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,73
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

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

p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , мм
1	4,76	95,2	10,73	214,6
1,25	3,70	74,0	8,60	172,0
1,5	2,89	57,8	6,84	136,8
2,0	1,96	39,2	4,75	95,0
2,5	1,45	29,0	3,59	71,8
3,0	1,13	22,6	2,86	57,2
4	0,77	15,4	1,98	39,6
5	0,57	11,4	1,50	30,0
7	0,36	7,2	1,02	20,4
9	0,26	5,2	0,71	14,2
10,5	0,20	4,4	0,63	12,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b – точка початку відкриття випускного клапана.

r' – точка початку відкриття впускного клапану.

r'' – точка закриття випускного клапана.

d – точка закриття впускного клапану.

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

z_d – точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;

б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 237,5$ мм;

в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ;

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,190$ МПа;

д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;

е) хід поршня $S = 0,34$ м;

ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,76$ МПа;

з) максимальний тиск $p_{\max} = 10,73$ 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 $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,190/0,05 = 3,8$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,76 = 5,7$ МПа;

$p_{c'}/m_p = 5,7/0,05 = 114$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 10,73 = 9,86$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,86/0,05 = 197,2$ мм.

					ПІННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda/2 = 1700,246/2 = 20,91$ мм

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

					ПІННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 651 \text{ кВт}$
Частота обертання колін валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$
Годинна витрата газу	$B_r = 183,9 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,43$
Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,38$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 17,98 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,023 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 832,8 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 349,1 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 24,38 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 21,84 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск	$P_{\text{mi}} = 1172,4 \text{ кПа}$
Рівняння теплового балансу.	

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_G - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\text{п}} = B_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н}} / 3600 = 183 \cdot 33500 / 3600 = 1711,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні $q_{\text{п}}$ приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 651 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_n = Q_e / Q_n \cdot 100 \% = 651 / 1711,4 \cdot 100 \% = 38 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

де $Q_{\text{в}}$ - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_{\text{в}} = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\text{п}} = (0,12 + 0,03) \cdot 1711,4 = 256,7 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,12$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип}} = 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + \epsilon \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 8,5) \cdot 10^3 = 188,3 \text{ кПа}$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 188,3 = 112,98 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Потужність тертя поршня.

$$P_n = P_{cp.T} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 112,98 \cdot 0,0167 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 70,7 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_n = 1000 \cdot 70,7 = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.} = 256,7 + 70,7 = 327,4 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_e} = \frac{327,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0117 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

$C_{тв} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{ВН} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{e.н.} = 0,0117 \cdot 98 / 0,70 = 1,77 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{e.н.} = 0,7$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{в.н.} = P_{в.н.} = 1,77 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{ВН.} = 256,7 + 70,7 + 1,77 = 329,2 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100 \% = 329,2 / 1711,4 \cdot 100 \% = 19,23 \%$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp,z}} \cdot T_{cp,z} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$

$$\frac{183,9}{3,6 \cdot 22,4} [18,02 \cdot 31,51 \cdot 832,8 - 17,98 \cdot 30,16 \cdot 349,1] = 646,9 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 646,9 / 1711,4 \cdot 100 \% = 37,8 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,д}) - Q_B = (256,7 + 117,6) - 329,2 = 45,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{Mд} = \Delta_{Mд} \cdot Q_{\Pi} = 0,0687 \cdot 1711,4 = 117,6 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{Mд} = (P_{Mд}/P_{mi}) \cdot \eta_i = (188,3/1172,4) \cdot 0,38 = 0,0687$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 45,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0045 \text{ м}^3 / \text{с}$$

K=1,5 - Коефіцієнт запасу

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

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

ΔT_M = 10 К - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.Н.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0045 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 2,27 \text{ кВт}$$

де P₀ = 0,35 · 10⁶ Па - робочий тиск масла в системі;

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$\eta_{.m} = 0,7$ механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді

$$Q_{M2} = P_{MH} = 2,27 \text{ кВт} = 2,3 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 45,2 + 2,3 = 47,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 47,5 / 1711,4 \cdot 100\% = 2,77\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 1711,4 - (651 + 329,2 + 646,9 + 47,5) = 37 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 37 / 1711,4 \cdot 100\% = 2,2\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	651	38,0
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	329,2	19,2
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	646,9	37,8
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	47,5	2,8
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	37,0	2,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1711,4	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

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

а) Діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ об/хв}$
в) Ордината прийнята для p_{max}	$h_{\text{max}} = 214,6 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 10,73 \text{ МПа}$
д) Кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
е) 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	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 = 3,14750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а графіки сил, що діють на КШМ, побудовані в Додатку Д кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ°	РЦ	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk	Fr	Fi	Fd	FN	Fr	Fk
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,6	8,83	-105,7	-96,90	0,00	-96,90	0,00	3,3	-39,4	-36,1	0,0	-36,1	0,0
15	3,6	8,83	#####	-91,21	-5,82	-86,60	-29,23	3,3	-37,3	-34,0	-2,2	-32,3	-10,9
30	3,6	8,83	-83,92	-75,09	-9,31	-60,38	-45,61	3,3	-31,3	-28,0	-3,5	-22,5	-17,0
45	3,6	8,83	-60,00	-51,17	-9,04	-29,79	-42,57	3,3	-22,4	-19,1	-3,4	-11,1	-15,9
60	3,6	8,83	-31,99	-23,16	-5,05	-7,21	-22,58	3,3	-11,9	-8,6	-1,9	-2,7	-8,4
75	3,6	8,83	-3,88	4,95	1,21	0,11	5,09	3,3	-1,4	1,8	0,5	0,0	1,9
90	3,6	8,83	20,87	29,71	7,54	-7,54	29,71	3,3	7,8	11,1	2,8	-2,8	11,1
105	3,6	8,83	40,04	48,87	11,95	-24,20	44,11	3,3	14,9	18,2	4,5	-9,0	16,4
120	3,6	8,83	52,86	61,70	13,45	-42,50	46,70	3,3	19,7	23,0	5,0	-15,8	17,4
135	3,6	8,83	60,00	68,83	12,16	-57,27	40,07	3,3	22,4	25,7	4,5	-21,4	14,9
150	3,6	8,83	63,05	71,88	8,91	-66,70	28,22	3,3	23,5	26,8	3,3	-24,9	10,5
165	3,6	8,83	63,89	72,72	4,64	-71,44	14,34	3,3	23,8	27,1	1,7	-26,6	5,3
180	3,6	8,83	63,98	72,81	0,00	-72,81	0,00	3,3	23,9	27,1	0,0	-27,1	0,0
195	3,6	8,83	63,89	72,72	-4,64	-71,44	-14,34	3,3	23,8	27,1	-1,7	-26,6	-5,3
210	3,8	9,32	63,05	72,37	-8,97	-67,16	-28,42	3,5	23,5	27,0	-3,3	-25,0	-10,6
225	4,0	9,81	60,00	69,81	#####	-58,09	-40,65	3,7	22,4	26,0	-4,6	-21,7	-15,2
240	4,6	11,28	52,86	64,15	#####	-44,19	-48,56	4,2	19,7	23,9	-5,2	-16,5	-18,1
255	5,4	13,25	40,04	53,29	#####	-26,38	-48,10	4,9	14,9	19,9	-4,9	-9,8	-17,9
270	6,8	16,68	20,87	37,56	-9,53	-9,53	-37,56	6,2	7,8	14,0	-3,6	-3,6	-14,0
285	9,3	22,81	-3,88	18,93	-4,63	0,43	-19,48	8,5	-1,4	7,1	-1,7	0,2	-7,3
300	13,6	33,36	-31,99	1,37	-0,30	0,43	-1,34	12,4	-11,9	0,5	-0,1	0,2	-0,5
315	22,1	54,21	-60,00	-5,79	1,02	-3,37	4,81	20,2	-22,4	-2,2	0,4	-1,3	1,8
330	38,7	94,94	-83,92	11,01	-1,36	8,86	-6,69	35,4	-31,3	4,1	-0,5	3,3	-2,5
345	66,7	163,62	#####	63,58	-4,06	60,37	-20,37	61,0	-37,3	23,7	-1,5	22,5	-7,6
360	#####	252,67	-105,7	146,94	0,00	146,94	0,00	94,2	-39,4	54,8	0,0	54,8	0,0
375	#####	378,27	#####	278,23	17,75	264,16	89,16	141,0	-37,3	103,7	6,6	98,5	33,2
390	93,3	228,88	-83,92	144,95	17,97	116,55	88,04	85,3	-31,3	54,0	6,7	43,5	32,8
405	55,9	137,13	-60,00	77,13	13,62	44,90	64,17	51,1	-22,4	28,8	5,1	16,7	23,9
420	36,1	88,56	-31,99	56,57	12,33	17,60	55,16	33,0	-11,9	21,1	4,6	6,6	20,6
435	25,4	62,31	-3,88	58,43	14,29	1,32	60,13	23,2	-1,4	21,8	5,3	0,5	22,4
450	19,2	47,10	20,87	67,97	17,25	-17,25	67,97	17,6	7,8	25,3	6,4	-6,4	25,3

Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,02	40,04	78,06	19,10	-38,65	70,46	14,2	14,9	29,1	7,1	-14,4	26,3
480	13,2	32,38	52,86	85,25	18,59	-58,72	64,53	12,1	19,7	31,8	6,9	-21,9	24,1
495	12,0	29,44	60,00	89,44	15,80	-74,41	52,07	11,0	22,4	33,3	5,9	-27,7	19,4
510	11,1	27,23	63,05	90,28	11,19	-83,78	35,45	10,2	23,5	33,7	4,2	-31,2	13,2
525	9,8	24,04	63,89	87,93	5,61	-86,38	17,34	9,0	23,8	32,8	2,1	-32,2	6,5
540	7,7	18,89	63,98	82,87	0,00	-82,87	0,00	7,0	23,9	30,9	0,0	-30,9	0,0
555	6,0	14,72	63,89	78,60	-5,01	-77,22	-15,50	5,5	23,8	29,3	-1,9	-28,8	-5,8
570	4,0	9,81	63,05	72,86	-9,03	-67,62	-28,61	3,7	23,5	27,2	-3,4	-25,2	-10,7
585	3,3	8,10	60,00	68,10	#####	-56,66	-39,65	3,0	22,4	25,4	-4,5	-21,1	-14,8
600	3,3	8,10	52,86	60,96	#####	-41,99	-46,15	3,0	19,7	22,7	-5,0	-15,7	-17,2
615	3,3	8,10	40,04	48,13	#####	-23,83	-43,45	3,0	14,9	17,9	-4,4	-8,9	-16,2
630	3,3	8,10	20,87	28,97	-7,35	-7,35	-28,97	3,0	7,8	10,8	-2,7	-2,7	-10,8
645	3,3	8,10	-3,88	4,21	-1,03	0,09	-4,33	3,0	-1,4	1,6	-0,4	0,0	-1,6
660	3,3	8,59	-31,99	-23,40	5,10	-7,28	22,82	3,2	-11,9	-8,7	1,9	-2,7	8,5
675	3,3	8,10	-60,00	-51,91	9,17	-30,22	43,19	3,0	-22,4	-19,4	3,4	-11,3	16,1
690	3,3	8,10	-83,92	-75,83	9,40	-60,97	46,05	3,0	-31,3	-28,3	3,5	-22,7	17,2
705	3,3	8,10	#####	-91,95	5,87	-87,29	29,46	3,0	-37,3	-34,3	2,2	-32,5	11,0
720	3,3	8,10	-105,7	-97,63	0,00	-97,63	0,00	3,0	-39,4	-36,4	0,0	-36,4	0,0

3 ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ ДВИГУНА З РОЗРОБКОЮ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ОХОЛОДЖУВАЧА МАСЛА

3.1 Вимоги до систем змащування ДВЗ

Виходячи із основного призначення систем мащення - забезпечення працездатності двигунів - ці системи повинні забезпечувати наступне:

- надійне підведення масла на всіх режимах роботи двигуна до всіх деталей тертя двигуна, охолоджуваних маслом поверхням і пристроям, в яких масло використовується в якості робочого тіла (нагнітачів і регуляторів, гідравлічні муфти приводів вентиляторів систем охолодження та інше);
- роботу двигунів і їх агрегатів в різних умовах навколишнього середовища і на всіх експлуатаційних режимах;
- необхідну тривалість роботи двигуна без зупинок для заправки маслом, регулювання та усунення недоліків в системі мащення, очищення від відкладень, шламу і нагару на поверхнях деталей двигунів і їх агрегатів.
- тривалу роботу масла і невелику його витрату.

Крім того, вони мають бути компактними, простими і не трудомісткими в обслуговуванні, мати невисоку вартість.

Виходячи із умов роботи двигунів, їх типів, призначень ступінь відповідності цим вимогам може бути різною, що визначає складність, вартість, компактність систем мащення і їх елементів. Необхідно відмітити чітку тенденцію конструктивного ускладнення систем мащення всіх типів двигунів не тільки внаслідок розширення функцій масла в силових установках, але й для підвищення надійності роботи елементів двигунів і систем мащення, спрощення і автоматизація обслуговування, підвищення терміну служби масла, зменшення його витрати.

3.2. Види систем змащування двигунів внутрішнього згоряння

В двигунах стаціонарних, транспортних та судових в залежності від способу підведення масла до деталей тертя розрізняють три види систем змащування – примусову низького тиску (0,15 – 0,8МПа), примусову високого

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тиску (5 МПа і більше) і змащування розбризкуванням.

В тронкових дизелях малої та середньої потужності для змащування рамових та шатунних підшипників колінчастого валу, підшипників розподільного валу, приводних допоміжних агрегатів і інколи головних підшипників шатуна застосовують примусову циркуляційну системи змащування низького тиску, а для змащування циліндрової втулки, направляючої поршня, поршневих кілець і інколи і поршневого пальця = змащування, що проводиться за рахунок природного розбризкування масла, що витікає із зазорів рамових та шатунних підшипників.

Як виняток, у дліноходових тронкових двигунах підвищеної розмірності (особливо 2-тактних), крім розбризкування, застосовують для верхньої частини циліндрової втулки примусове лубрикаторне змащування високого тиску.

В крейцкопфних судових дизелях у зв'язку з повним відокремленням циліндрів за рахунок проміжної діафрагми від кривошипної порожнини (картера) для деталей руху і інших механізмів, розташованих в картері або за його межами, як і у тронкових двигунах, застосовують примусову циркуляційну систему змащування низького тиску, а для циліндро-поршневої групи – примусову змазку високого тиску (лубрикаторну).

Примусова система змащування низького тиску характеризується розгалуженою циркуляційною системою, яка підводить масло до багаточисельних точок двигуна і виконує багаторазовий обіг (циркуляцію) однієї і тої ж кількості масла, яке очищається у фільтрах грубого та тонкого очищення та охолоджуваного в масляних охолоджувачах до нормальної температури.

Примусова система змащування високого тиску здійснює дозовану подачу масла на поверхню циліндрової втулки при допомозі мастильників (лубрикаторів) плунжерного типу, причому кожній точці змащування відповідає свій плунжер. Відпрацьоване масло частково випарюється та згоряє в циліндрі; виноситься з відпрацьованими газами продувочним повітрям; стікає в

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

маслозбірники, що передбачені у розділювальних діафрагмах (поміж циліндром і картером).

Завдяки наявності діафрагми, є можливість використовувати для змащування циліндро – поршневої групи спеціальні сорти циліндрових масел (з присадками) для роботи на сірчаному паливі з метою зменшення зношування втулки та поршневих кілець.

Змащування розбризкуванням, а також змащування за рахунок «масляного туману», що утворюються в картері, забезпечують з надлишком змазку циліндрової втулки; при цьому інтенсивність розбризкування зростає із збільшенням числа оборотів двигуна і тиску масла в системі.

У зв'язку із великою загальною поверхнею розпиливаних крапель масла, а також в результаті змішування циркуляційного масла із брудним маслом, що стікає із поверхні втулки циліндру, масло в картері піддається прискореним процесам окислення та старіння і потребує заміни в експлуатації через відносно короткий проміжок часу.

В залежності від розташування основної ємкості для циркулюючого масла розрізняють системи змащування з «мокрим» та «сухим» картером.

В системі з мокрим картером (рис.1,а) основною ємністю масла являється піддон або нижня частина картера (масло збірник), із якої масло забирається односекційним насосом 2 і нагнітається через фільтри грубої очистки 4 і тонкої очистки 9, холодильник 8 в головну магістраль 7 змазки двигуна. Ця система застосовується в основному у двигунів мало - і середньообортних, які мають відносно великі запаси масла в картері.

В системі із «сухим» картером (рис.1,б) масло, що стікає в нижню частину картера, безперервно відкачується із нього багатосекційним насосом 1 в одну або дві окремі ємкості – відстійники, що знаходяться за межами двигуна.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

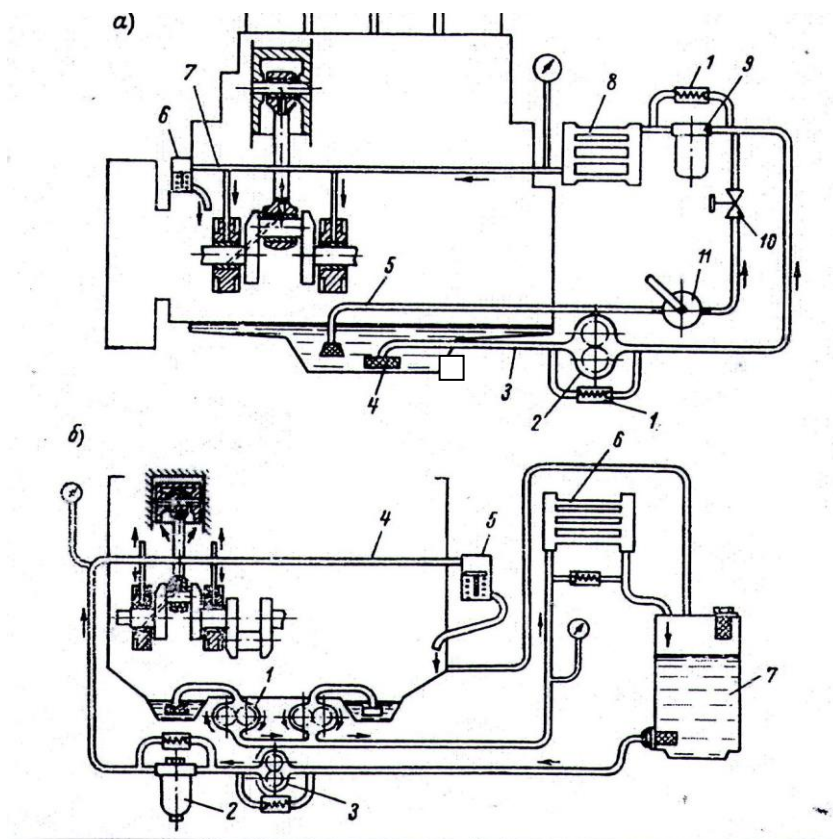


Рисунок 3.1 Схеми системи змащування.

а) – з мокрим картером

1 – клапан запобіжний; 2 – насос масляний; 3,7- масляна магістраль; 4 – фільтр грубої очистки; 5- додаткова мережа; 6 – клапан редукційний; 8 – холодильник; 9 – фільтр тонкої очистки; 10 – вентиль; 11 – насос ручний

б) – з сухим картером

1 – масло насоси відкачуючі; 2 – фільтр масляний; 3- масло насос нагнітаючий; 4 – мережа масляна; 5- клапан редукційний; 6 – холодильник; 7 – бак масла.

Відкачуючий насос 1 при цьому виконуються більшої продуктивності, ніж нагнітаючий 3; інколи передбачають дві відкачуючі секції, що дає можливість більш повно осушити нижній картер, всмоктуючи масло одночасно із кормової і носової частини піддона. Інколи всі три секції насоса монтують в одному корпусі (трьохсекційні насоси). Схеми із сухим картером застосовують звичайно у суднових двигунах, які мають при роботі значний позовжній нахил.

У головних суднових дизелів середньої та великої потужності система

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

мащення із сухим картером спрощується: масло із піддону стікає самопливом у масло збірну цистерну, відкіля і засмоктується насосом.

Для прокачування масла перед пуском двигуни малої та середньої потужності обладнають ручними масляними насосами. У потужних дизелів замість ручних насосів використовують резервні масляні насоси, що мають автономний привід.

На схемах (рис.3.1) внутрішньої циркуляційної системи мащення з мокрим (а) та сухим (б) картером видно основні відмінності поміж ними.

3.3 Вибір основних параметрів системи змащування

Для визначення основних параметрів елементів циркуляційної системи змащування основною величиною служить кількість масла, що прокачується через систему в одиницю часу, або так званий проток масла. У першому наближенні ця величина може бути визначена виходячи із кількості тепла Q_M , яке повинно бути відведене маслом від зміщуваних деталей в охолоджувач, що складає приблизно біля 1,5...4% від кількості тепла, яке відповідає витраті палива. Питома кількість тепла, що відводиться від масла

$$q_M = 220 \dots 380 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{год} \quad [8] \text{ стор.423}$$

При включенні в систему змащування масляного охолодження поршнів

$$q_M = 650 \dots 850 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{год}$$

Тоді питомий протік масла в системі може бути визначений із формули

$$g_M = \psi \frac{Q_M}{c_M \cdot \Delta t} \text{ кг/кВт} \cdot \text{год} \quad [8] \text{ стор.423}$$

де $\psi = 1,3 - 1,5$ коефіцієнт запасу;

$c_M = 1,9$ – теплоємність масла, кДж/кг·град;

Δt – перепад температур масла в охолоджувачі, °С.

Звичайно визначають загальну кількість масла, що прокачується через систему, виходячи із питомого потоку масла через двигун v_M (в м³/кВт·год):

мало - і середньооборотні без охолодження поршня - 0,015 – 0,02

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

мало - і середньооборотні з охолодженням поршня - 0,05 – 0,075

багатооборотні форсованого типу - 0,03 - 0,06

Об'єм масла, що заливається в циркуляційну систему, V_M залежить від типу двигуна, наявності мокрого чи сухого картеру та інших факторів і складає (в л/кВт·год) [8] стор. 423:

багатооборотних з мокрим картером - 0,30 – 0,60

багатооборотних з сухим картером - 0,55 – 1,4

малооборотні - 1, 3 - 5,5

Температура масла t_2 (в °C) до охолоджувача масла у двигунів:

багатооборотних - 75 – 85

малооборотних - 50 - 60

Перепад температур масла в охолоджувачі масла

$$\Delta t_{OM} = t_2 - t_1 = 5 - 15 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де t_1 – температура масла за охолоджувачем масла.

Тиск масла p_M для змащування підшипників колінчастого валу і охолодження поршнів (в МПа) у двигунів:

мало - і середньооборотні без охолодження поршня - 0, 18 – 0,30

мало - і середньооборотні з охолодженням поршня - 0,25 – 0,55

багатооборотні форсованого типу - 0,3 - 1,20

Кількість масла, що частково відбирається у фільтрі тонкого очищення відцентрового типу (центрифузі), від загальної кількості прокачуваного масла

$$V_\Phi = (0,08 - 0,15) \cdot v_M \cdot P, \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність циркуляційного масляного насоса (нагнітаюча секція двохсекційного насоса)

$$V_H = v_M \cdot P, \text{ м}^3/\text{год}$$

Продуктивність відкачуючого масляного насоса (відкачуюча секція двохсекційного насоса)

$$V_{\text{від.}} = (1,25 - 1,5) V_H, \text{ м}^3/\text{год}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

3.4 Розрахунок системи мащення

Вихідною величиною для розрахунку елементів системи мащення є кількість масла, що прокачується через систему в одиницю часу - циркуляційна витрата. Цю величину можна знайти, якщо врахувати кількість теплоти Q_m , яка повинна бути перенесена маслом від деталей двигуна в охолоджувач масла. Кількість теплоти, що виділяється за рахунок тертя в двигуні

$$Q_{тр} = 3600 \cdot P_e \cdot (1/\eta_m - 1) \cdot a_{тр} = 3600 \cdot 650 \cdot (1/0,89 - 1) \cdot 0,40 = 115685 \text{ кДж/год},$$

де $P_e = 650 \text{ кВт}$ - потужність двигуна.

$\eta_m = 0,89$ - механічний ККД двигуна.

$a_{тр} = 0,40 \dots 0,45$ - доля теплоти тертя, що відводиться з маслом.

Проток масла для відведення теплоти тертя

$$W_1 = Q_{тр} / (c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m) = 115685 / (1,88 \cdot 850 \cdot 10) = 7,2 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $c_m = 1,88 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ - теплоємність масла .

$\rho_m = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина масла.

$\Delta t_m = 8 \dots 12 \text{ }^\circ\text{C}$ - різниця температур масла, що виходить і входить в двигун.

Для розрахунків приймаємо $\Delta t_m = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Кількість теплоти, що надходить в масло при охолодженні поршня

$$Q_n = a_n \cdot b_e \cdot P_e \cdot Q_H = 0,045 \cdot 0,283 \cdot 650 \cdot 33500 = 277300 \text{ кДж/год},$$

де $a_n = 0,04 \dots 0,05$ - доля тепла, що надходить в масло при охолодженні поршнів двигуна.

$b_e = 0,283 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ - питома витрата газового палива.

$Q_H^p = 33500 \text{ кДж/м}^3$ - нижча теплота згоряння газового палива.

Потік масла через поршні газового двигуна

$$W_2 = Q_n / (c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_n) = 277300 / (1,88 \cdot 850 \cdot 25) = 6,95 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $\Delta t_n = 25^\circ\text{C}$ - перепад температур масла, що охолоджує поршень.

Подача циркуляційного масляного насоса

$$W_{м.н.} = k_v \cdot (W_1 + W_2) = 1,3 \cdot (7,2 + 6,95) = 18,5 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $k_v = 1,2 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу масла, необхідного на випадок

перевантаження, порушення герметичності з'єднань системи, збільшення зазорів

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

в підшипниках при експлуатації.

Потужність масляного насосу

$$P_m = (0,272 \cdot W_{m.n.} \cdot H \cdot \rho_m / \eta_m) \cdot 10^{-5} = (0,272 \cdot 18,5 \cdot 40 \cdot 850 / 0,72) \cdot 10^{-5} = 2,38 \text{ кВт},$$

де $H = 40$ - напір насосу, м.

Так як масло має велику густину, а маслопроводи системи сильно розмірені і мають великий опір, то для прокачування потрібної кількості масла необхідно створення великого надлишкового тиску. Для середньооборотних двигунів $H = 30 \dots 40$ м.

Приймаємо $H = 40$ м.

$\eta_{m.n.} = 0,70 \dots 0,75$ - ККД шестерневого насосу.

Площа фільтруючої поверхні фільтра грубого очищення

$$F_{фго} = W_{m.n.} / (3600 \cdot v \cdot k_{жп}) = 18,5 / (3600 \cdot 0,030 \cdot 0,25) = 0,69 \text{ м}^2,$$

де $k_{жп} = 0,2 \dots 0,3$ - коефіцієнт живого перерізу;

$v_m = 0,02 \dots 0,04$ м/с - допустима швидкість масла для сітчастих фільтрів.

Площа поверхні повнопоточного фільтру тонкого очищення

$$F_{фто} = W_{m.n.} / q_{ф} = 18,5 / 1,10 = 16,8 \text{ м}^2,$$

де $q_{ф} = 1,0 \dots 1,2 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{год})$ - питома пропускна здатність паперу, із якого виготовлений фільтруючий елемент, при перепаді тисків до 0,2 МПа.

Необхідна площа теплопередаючої поверхні пластинчатого водо - масляного охолоджувача

$$F_m = (Q_{тр} + Q_n) \cdot k_3 \cdot 10^3 / (3600 \cdot k \cdot \Delta t) = (115685 + 277300) \cdot 1,2 \cdot 10^3 / (3600 \cdot 425 \cdot 8,4) = 37 \text{ м}^2,$$

де $k = 425 \text{ Ватт} / (\text{м}^2 \cdot \text{град})$ - коефіцієнт теплопередачі для пластинчатих водо - масляних теплообмінників. [5] стор.327

Δt - температурний напір, °С

$$\Delta t = (t_{m1} + t_{m2}) / 2 - (t_{31} + t_{32}) / 2 = (75 + 65) / 2 - (60 + 63,3) / 2 = 8,4^\circ \text{С},$$

де t_{31} і t_{32} - температура води зовнішнього контуру на вході і виході із холодильника масла відповідно.

При роботі когенераційної установки в режимі повної утилізації, тобто при використанні тепла циркуляційної води двигуна, наддувочного повітря, масла,

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

випускних газів температура води зовнішнього контуру $t_{31} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$t_{32} = t_{31} + (Q_{\text{тр}} + Q_{\text{п}})/(G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}}) = 60 + (115685 + 277300)/(28000 \cdot 4,19) = 63,3^{\circ}\text{C},$$

де $c_{\text{в}} = 4,19\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ - теплоємність води.

$G_{\text{в}} = 28000\text{ кг/год}$ - витрата води зовнішнього контуру через холодильник масла.

$t_{\text{м1}} = 75^{\circ}\text{C}$ і $t_{\text{м2}} = 65^{\circ}\text{C}$ - температура масла на вході і на виході із холодильника масла відповідно.

$K_3 = 1,2$ - коефіцієнт забруднення холодильника.

Подачу відкачної секції приймаємо в 1,25 раза більше подачі нагнітаючої для їх постійного заповнення.

Діаметри перерізів вхідних і вихідних патрубків масляного насоса і трубопроводів системи мащення знаходимо по допустимим швидкостям масла, які складають для вхідних патрубків і трубопроводів $v_{\text{вх.}} = 0,8 \dots 1,0\text{ м/с}$ і для вихідних $v_{\text{вих.}} = 1,0 \dots 1,5\text{ м/с}$.

Внутрішній діаметр трубопроводу масла знаходимо по формулі

$$d = \sqrt{\frac{4 \times W_{\text{м.н.}}}{3600 \times \pi \times v}} = \sqrt{\frac{4 \times 18,5}{3600 \times 3,14 \times 1}} = 0,081\text{ м} = 81\text{ мм}$$

3.5 Обґрунтування конструкції пластинчатого теплообмінника

3.5.1 Призначення пластинчатих теплообмінників

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

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

3.5.2 Будова та робота теплообмінника

Теплообмінник (рис.3.2) уявляє собою апарат, який складається із групи рифлених теплообмінних пластин 8,10 з гумовими прокладками 9,11 встановленими поміж двох направляючих: верхньої 2 та нижньої 4. Кінці верхніх направляючих 2 закріплені болтами 14 на нерухомій плиті 1 та стійці 12. Пластини з прокладками, за допомогою зтяжних пильок 5, рівномірно зтянуті в пакет поміж нерухомою 1 та натискною 3 плитами, довжина яких залежить від кількості пластин. З'єднувальні фланці для одноходових 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 канаву для потоку робочого середовища та охоплює два кутових отвори по одній стороні пластини, через які входить потік робочого середовища в поміжплатинчасту канаву і виходить знеї, а через два других отвори, ізольованих додатково малими кільцевими прокладками, зустрічний теплоносій проходить транзитом. Процес теплообміну проходить поміж двома середовищами протитоком, що переміщається по каналах щілеподібної форми, утвореними гофрованою поверхнею двох сусідніх пластин. Рідина при русі в них робить хвилястий рух у просторі при якому відбувається 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 протікання робочих рідин через теплообмінник шляхом петлеподібного направлення їх потоків.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

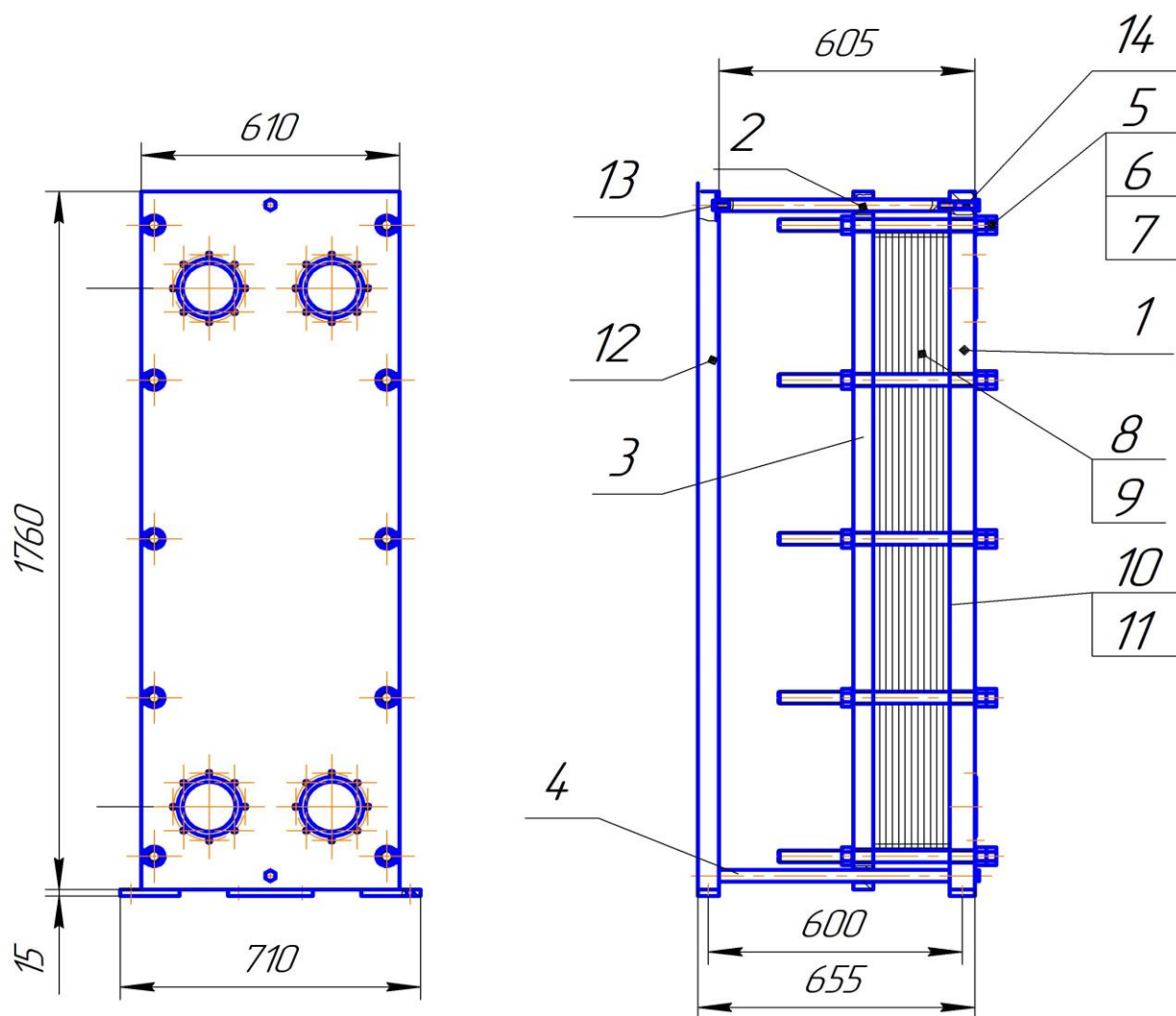


Рисунок 3.2.

1 – плита нерухома; 2 – направляюча верхня; 3 – пластина натискна; 4 – направляюча нижня; 5 – шпилька стяжна; 6 – гайка М30х2; 7 – шайба 30; 8 – пластина проміжна; 9 – прокладка проміжна; 10 – пластина кінцева; 11 – прокладка кінцева; 12 – стійка; 13 – болт М14х25; 14 – болт М16х85

В таких теплообмінниках патрубки для підводу середовищ розташовані як на нерухомій так і натискній плиті.

Основним елементом теплообмінника є теплопередаюча пластина. Пластини виготовляються із стійких проти корозії сталей методом холодної штамповки. По контуру пластини розташований паз для гумової ущільнюючої прорекладки.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

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 гофром вниз, а наступна – вершиною гофром вверх. Це забезпечується тим, що кожна послідовна пластина, повернута на 180° відносно суміжних, що створює рівномірну сітку пересічення вершин гофр.

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Розробка методів і засобів зменшення шкідливої дії шуму ДВЗ.

Для зниження шуму можуть бути застосовані наступні методи: зменшення шумів джерелі, зміна направленості випромінювання шуму, раціональна планіровка приміщень дизельної електростанції, акустична обробка приміщень, зменшення шуму на шляху його поширення, проведення організаційно– технічних заходів , застосування індивідуального захисту.

Зменшення шуму в джерелі – найбільш раціональний засіб боротьби із шумом. Шум ДВЗ виникає внаслідок пружних коливань як всього двигуна в цілому, так і окремих його частин. Причини виникнення цих коливань – механічні, гідродинамічні і електричні явища, що визначаються конструктивними та технологічними особливостями двигуна, а також умовами його експлуатації. У зв'язку з цим розрізняють шуми механічного, аеро - , гідродинамічного та електромагнітного походження.

Зменшення механічного шуму, що виникає внаслідок вібрації поверхонь двигуна, а також періодичних ударів в з'єднаннях деталей, складальних одиниць або конструкції в цілому, досягається, в першу чергу покращення конструкції обладнання: заміною зворотньо-поступального руху у вузлах працюючих механізмів на рівномірно-обертальні; застосування замість прямозубих

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шестерень косозубих та шевронних, а також підвищення класу точності обробки їх поверхонь; заміною по можливості зубчастих та ланцюгових передач клино-пасовими і зубчасто-ремінними (зниження шуму на 10 – 15 дБ); використанням металів з більшим внутрішнім тертям (застосування замість сталі різних марок чавунів); заміною, де це можливо, металевих деталей на деталі із пластмас.

Ефективно, особливо для високих тонів шуму, застосування демпфування, при якому поверхня що коливається покривається матеріалом з більшим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, войлок і таке інше). Основними вимогами, що пред'являються до демпфіруючих матеріалів, мають бути висока ефективність, мала маса, здатність міцно утримуватися на металі і попереджувати його корозію.

Аеродинамічні шуми виникають при витіканні стиснутого повітря або випускних газів із отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря у впускному колекторі і випускних газів у випускному. Або при русі у повітрі тіл з великими швидкостями, згорянні рідкого або газоподібного палива в циліндрах двигуна; гідродинамічні – при гідравлічних ударах, детонації, турбулентності потоку, кавітації. Причиною аеро-, і гідродинамічних шумів являються відповідно, стаціонарні та нестанціонарні процеси в газах або рідинах. Зниження аеро- і гідродинамічних шумів досягається зменшенням швидкості обтікання і покращенням аеро – і гідродинамічних тіл, що приводить до зменшення вихороутворення в струях, а також шляхом звукоізоляції джерела шуму і установки глушників.

Електромагнітні шуми виникають внаслідок коливання елементів електромеханічних пристроїв під впливом змінних магнітних сил – коливання статора і ротора електричних машин, сердечників трансформаторів і таке інше. Зниження електромагнітного шуму здійснюється шляхом конструктивних змін в електричних машинах.

Зміна напруженості випромінювання шуму дає можливість знизити його рівень на 10 – 15 дБ, що необхідно враховувати при проектуванні установок з

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

направленим випромінюванням. Наприклад, труба для скидання стиснутого повітря компресорної установки повина розміщатися таким способом, щоб максимум випромінюваного шуму був направлений в протилежну від робочого місця сторону.

Послабленню виробничого шуму сприяє раціональне планування машинної зали електростанції. Її розміщують з підвітряної сторони по відношенню до житлового масиву та на достатній відстані від нього. Розриви поміж шумними приміщеннями електростанції корисно озеленяти.

Так як листя дерев – хороший поглинач шуму, найбільш шумні агрегати електростанції розташовують на одній ділянці машинної зали та звукоізольовують. При неможливості забезпечення звукоізоляції для захисту персоналу від прямого випромінювання шуму застосовують акустичні екрани, які облицьовані звукопоглинаючими матеріалами, а також звукоізолльованими кабінами для спостереження та дистанційного управління.

Інтенсивність шуму в приміщеннях залежить не тільки від прямого, але й 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 звуопоглинальних облицовок. А також установки в приміщенні штучних звукопоглиначів, що виготовляються із пористих матеріалів. Звукова енергія, що проникає в товщину матеріалу, трансформується в теплову. Цей процес відбувається за рахунок вязкого тертя повітря у вузьких порах рихлого матеріалу.

На сьогодні застосовують наступні звукопоглинаючі матеріали (коефіцієнт звукопоглинання ана середніх частотах більше 0,2): ультратонке скловолокно, мінеральну вату, дерево-волокнисті і мінераловатні плити. Поритсий полі винілхлорид і таке інше.

Установка звукопоглинаючих облицовок зменшує шум по сумарному уровню на 6 – 8 дБ в зоні відбитого звуку і на 2 – 3 дБ рядом із джерелом шуму.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Організаційно-технічні заходи по захисту від шуму повинні включати:

- застосування малошумних технологічних процесів (зміна технології виробництва, способу обробки та транспортування матеріалу, наприклад, заміна клепання пневмоінструментами на гідравлічні або ж зварювальні процеси, штамповку на пресовку, ручну правку металу – на вальцовку);
- обладнання шумних двигунів підвищеним рівнем шуму, із засобами дистанційного управління і автоматичного контролю;
- вдосконалення технології ремонту та обслуговування двигунів;
- використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників, що обслуговують установки з ДВЗ – скорочення часу перебування в зонах з підвищеним рівнем шуму, організація короточасних переривів в тихих приміщеннях протягом робочого дня для відновлення функції слуху.

Засобами індивідуального захисту від шуму являються вкладиші, навушники та шлемофони.

Вкладиші вставляють в зовнішній слуховий прохід, вони бувають м'якими (еластичні і волокнисті) та тверді. Перші виготовляються із губки, вати, марлі, ультратонкої скловати (інколи їх пропитують маслами, воском, смолами, парафіном); другі – із пластмас, ебоніта, гуми.

Вкладиші являються самими дешевими і компактними засобами для захисту від шуму, проте, недостатньо ефективними (зменшення рівня шуму на 5 – 20 дБ) і в багатьох випадках не зовсім зручними, так як вони дразнять слуховий прохід.

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Захист від дії ультразвуку здійснюється тими ж методами. Що і захист від шуму. Доцільно також використовувати в обладнанні більш високі робочі частоти. Для яких допустимі рівні звукового тиску вище.

Захист від дії ультразвуку при контактному опромінюванні заключається в усуненні контакту з середовищами, що коливаються. Для цього завантаження, вивантаження та інші роботи виконують при вимкнених джерелах ультразвуку. В іншому випадку використовують спеціальні пристосування. обладнанні ручками, які не зв'язані жорстко з поверхнями, що коливаються, або ж захисні рукавиці.

4.2 Розробка заходів по зменшенню негативного впливу роботи ДВЗ на навколишнє середовище

4.2.1 Причини токсичності відпрацьованих газів ДВЗ.

Сучасне виробництво палива для ДВЗ і особливо високооктанових бензинів пов'язано із застосуванням дорогих технологічних процесів або ж з використанням спеціальних присадок, наприклад, тетраетилсвинця (ТЕС). В паливах для ДВЗ часто містяться дуже токсичні вуглеводні типу бенз – апирену і не менше небезпечні для здоров'я людей і навколишнього середовища з'єднання свинцю, барія, ванадія та інших елементів. Хоча в результаті згоряння палива вони структурно і змінюються, проте у новоутворених з'єднаннях зберігають у відпрацьованих газах високий рівень токсичності. Наявність в бензині речовин, що містять свинець (наслідок застосування ТЕС), перетворюють паливо у високотоксичний продукт.

Висновок про те, у яких ДВЗ відпрацьовані газиявляються найбільше токсичними можна зробити, ознайомившись із даними табл.4.1 та табл. 4.2

Таблиця 4.1 Вміст токсичних компонентів у випускних газах ДВЗ (на одиницю об'єму)

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун	Вміст компонентів, мільйонні долі об'єму (ppm)		
	NO	CO	Вуглеводні
Дизель	0,4...2,0	0,2...5,0	0,3...12,0
Карбюраторний (бензиновий)	0,6...2,0	40....10	15....120

Ці дані показують, що із всіх компонентів випускних газів основним і найбільш небезпечним являється оксид вуглецю CO, так як його у відпрацьованих газах

Таблиця 4.2 Вміст токсичних компонентів у випускних газах ДВЗ (на одиницю потужності)

Двигун	Вміст компонентів, мг/(кВт·с)		
	NO	CO	Вуглеводні
Дизель	0,4...2,0	0,2...5,0	0,3...12,0
Карбюраторний (бензиновий)	0,6...2,0	40....10	15....120

всіх ДВЗ міститься значно більше, ніж інших компонентів. Проте слід мати на увазі, що відпрацьовані гази містять не тільки продукти неповного згоряння, але і канцерогенні речовини.

Суттєвий вплив на забруднення атмосфери мають також і відкладення у газовихлопних трубопроводах. Так, сірка, що міститься в паливі, в процесі згоряння окислюється в сірчистий ангідрид, який при температурі 100...160°С конденсується і осідає на стінках газовипускних трактів. Абсорбуючи вологу із продуктів згоряння, він утворює сірчану кислоту, яка сприяє з'єднанню сажі в часинки з діаметром в декілька міліметрів. Розжарені кусочки сажі, що представляють небезпеку в пожежному відношенні, виносяться потоком газу в атмосферу.

4.2.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ

Боротьба із забрудненням атмосфери дизелями здійснюється в основному в плані заходів по зменшенню замілення установок з ДВЗ. Розроблені методи оцінки можливого забруднення атмосфери ще на стадії їх проектування, приймаються необхідні захисні методи. Одночасно із усуненням причин утворення іскор вишуковуються способи для вловлювання іскор із відпрацьованих газів, щоб не допустити їх попадання в атмосферу.

Одним із заходів протипожежної профілактики у відношенні транспортних та стаціонарних установок з ДВЗ являється обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками. На суднах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті вантажі, а також на буксирах, які обслуговують вказані судна та суднах – рятувальниках установка іскрогасників сухого та мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах є обов'язковим. Встановлюються іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту, який направлений на попередження виникнення пожеж. При транспортуванні негорючих вантажів і пасажирів наявність іскрогасників диктується санітарно – гігієнічними вимогами.

Наявні в теперішній час в експлуатації на транспортних установках іскрогасники можна розділити на такі типи: сухі та мокрі; парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники- глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери карбюраторними ДВЗ, відноситься застосування таких пристроїв, як автоматна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження, переведення датгуна з рідкого палива на газове паливо. Для дизелів хороші результати дає застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо суттєво для двигунів, які апрцюють у змінних швидкісних режимах.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До числа заходів експлуатаційного характеру, що сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, можна віднести наступні: підтримання двигуна в справному технічному стані; введення обов'язкової періодичної діагностики; систематичне регулювання пристроїв, що забезпечують необхідний кут випередження запалювання у карбюраторних двигунах; перевірка всіх елементів паливоподачі та запалювання. Для дизелів велике значення має правильна установка та забезпечення бездимної роботи шляхом регулювання форсунок і паливних насосів високого тиску.

Зменшення токсичності відпрацьованих газів здійснюється також також по шляху зміни складу палив і особливо бензину, створення нових антидетонаторів, які заміняють ТЕС.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;
- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;
- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;
- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;
- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;
- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує

нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;

- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка покращеної конструкції охолоджувача масла для стаціонарного газового двигуна потужністю 650 кВт. Прототип 6ГЧН25/34" складається із креслень, розрахункових і пояснювальних матеріалів по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальної розробки конструкції охолоджувача масла. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 4 листів креслень формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 650 кВт застосовується для приводу трьохфазного електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях, де є постійне споживання електричної та теплової енергії. Габаритне креслення та загальна конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показані в Додатку А графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 650$ кВт) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконаний розрахунок робочого циклу. Згідно результатів розрахунку, задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску газоповітряної суміші двигуна $p_b = 0,20$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,67$.

Значне місце в роботі зайняла розробка конструкції охолоджувача масла, який забезпечує можливість роботи газового двигуна-генератора ДвГА-610 в складі когенераційної установки із забезпеченням максимального використання тепла паливного газу. При такому режимі роботи двигун-генератор виробляє електроенергію і теплову енергію. Тепло, що утилізується від випускних газів, охолоджуючої води та масла використовується для підігріву води опалювальної системи, тиск в якій може бути високим – $1,0 \dots 1,5$ МПа. Штатний охолоджувач масла кожухотрубного типу не може працювати при такому високому тиску через його конструктивні особливості.

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого охолоджувача масла та виконане обґрунтування запропонованої конструкції. Складальне креслення охолоджувача масла показано в Додатку В.

Через те, що газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

,

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта „Машиностроение“, Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
11. Первомайскдизельмаш. Двигатель-генераторы ДвГ1А500-1, ДвГ1А-630 и когенерационные установки на их базе. Руководство по эксплуатации 375-0000РЭ

					ПННІ НУК 142.54.23.03 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		