

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

_____ 2021 р.
«__» _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності роботи газового двигуна потужністю 550 кВт для електростанції за рахунок вдосконалення системи охолодження. Прототип 6ГЧН25/34.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-19з

_____ ***Філінішин Б.В.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ	
1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 6ГЧН 25/34.....	6
1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу 6ГЧН25/34.....	8
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВИМОГИ ДО ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до проектного двигуна.....	16
2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна з наддувом.....	17
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	30
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.....	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	39
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.....	49
2.7. Висновок по розділу 2.....	50
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем охолодження.....	51
3.2 Опис основних елементів системи охолодження.....	54
3.3 Розрахунок системи охолодження.....	58
3.4 Висновок по розділу 3.....	65
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна.....	66
4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	70
4.3 Охорона навколишнього середовища.....	73
4.4 Висновок по розділу 4.....	75
ВИСНОВКИ.....	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	77

					<i>ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ</i>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Філіпшин Б.В.				<i>Пояснювальна записка</i>	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Нестеренко В.В.					н	4	81
						<i>54-ЕМ-19з</i>		
Н. контр	Гребовенко О.І.							
Затвердив	Нестеренко В.В.							

ДОДАТКИ

Додаток 1.....	78
Додаток 2.....	79
Додаток 3.....	80
Додаток 4.....	81

		.			ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№докум	Підпис	Дата		

ВСТУП

Столітня історія розвитку ДВЗ у сукупності з досягненнями останніх десятиліть в області нових матеріалів, електроніки й обчислювальної техніки дозволила створити високоефективні газові двигуни, що працюють за циклом Отто.

Своїм успіхом рідкі нафтові палива зобов'язані транспортабельності, простоті збереження і високої концентрації енергії в одиницю об'єму. Однак по найважливіших технічних показниках, що характеризує ефективність використання палива в двигуні, рідкі нафтові палива уступають газам, тому, коли у другій половині XX століття видобуток і виробництво паливних газів, особливо природного і зріджених бутано-пропанових сумішей, досягли в деяких країнах великого обсягу, газові двигуни почали застосовувати значно ширше, але на новому, більш високому технічному рівні. Три основних фактори обумовили відродження газових двигунів: бурхливий розвиток газової промисловості в деяких країнах; техніко-економічні і санітарно-гігієнічні (менша токсичність і димність газів, що відробили) переваги газу як моторного палива перед рідкими і твердими паливами; технічний прогрес газових двигунів, що забезпечує повне використання вигідних властивостей газу як палива для двигунів.

Сучасний газовий двигун являє собою дизель, адаптований до газового палива. Технологія перекладу дизелів на газ добре відома і в Україні двигуни можуть скласти успішну конкуренцію двигунам світових виробників при їхній доробці в напрямку підвищення ресурсу й економічності.

В даний час технологія застосування газових двигунів переживає в Україні своє друге народження. Це пов'язано з їхнім застосуванням у системах локальної генерації електроенергії і тепла.

У даній кваліфікаційній роботі відповідно завдання пропонується спрощений варіант переобладнання системи охолодження двигуна на радіаторну.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 6ГЧН 25/34

При розробці стаціонарної електростанції на базі газового двигуна внутрішнього згоряння, що повинен забезпечити електроенергією та теплом користувача, в якості базового двигуна був обраний дизель 6ЧН 25/34.

Стаціонарна автоматизована електрична станція потужністю 500 кВт на базі двигуна-генератора ДвГА-500, розміщена в капітальному приміщенні і призначена для використання як основного або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує двигун-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Автоматизований двигун-генератор ДвГА-500 призначений для використання на електростанціях в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботи між собою чи з промисловою мережею.

Двигун-генератор складається з газового двигуна 6ГЧН 25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГ2-85/45-12, змонтованих на сумісній рамі. Рама двигуна-генератора зварної конструкції.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун - генератор ДвГА-500 складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного.

Двигун 6ЧН25/34 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Дизель 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 дизеля розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляні насоси, фільтр-глушник.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподілювач 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, паливні насоси високого тиску, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі палива.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН25/34

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

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 и 4 рамових підшипників колінчастого валу.

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 валу двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчастого валу 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 вкрито ущільнюючий гумовий шнур 11.

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. Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно росточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні росточок в рамі і кришці.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Відкіль масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

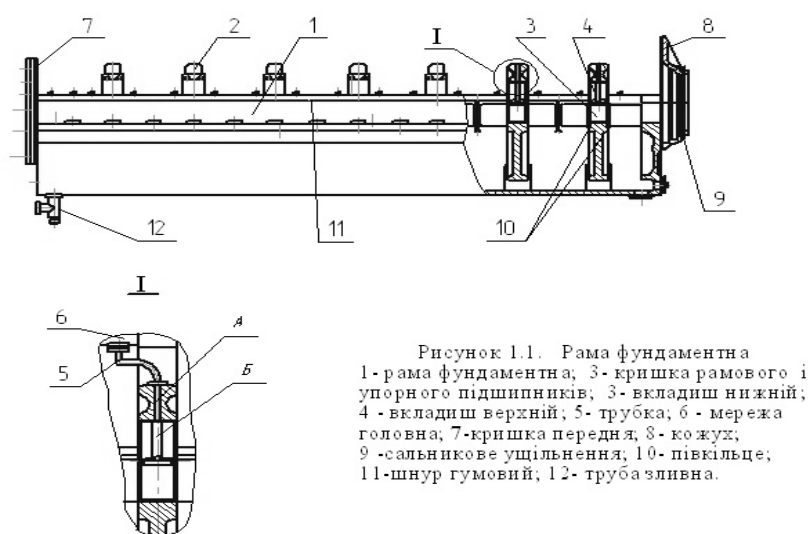


Рисунок 1.1 Рама фундаментальна

Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Колінчастий вал – (рис. 1.2) сталевий, суцільно кований, має вісім рамових і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого валу виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

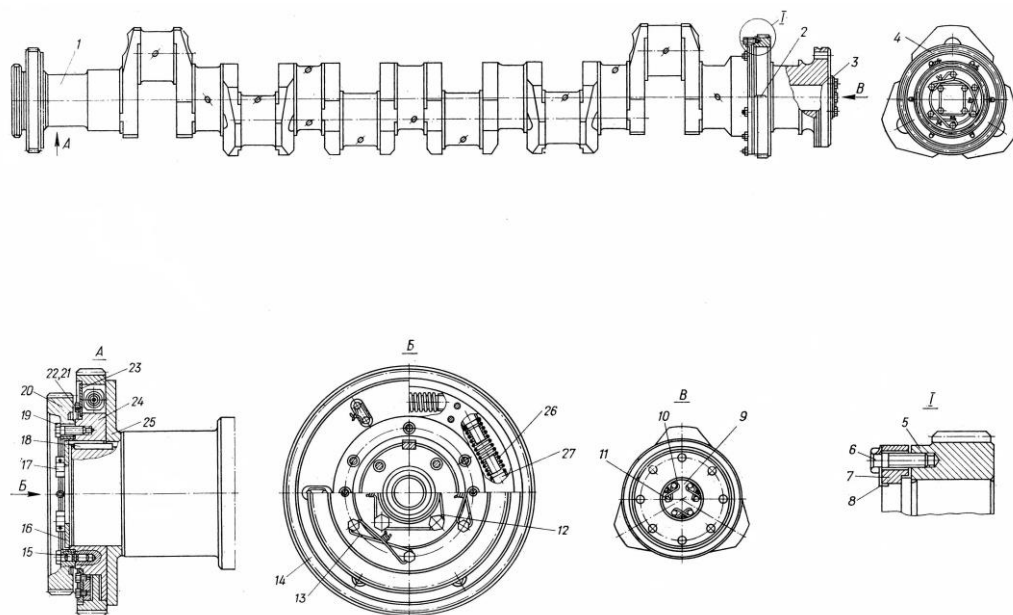


Рисунок 1.2 - Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом Ø10; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

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 вала на шпонці насаджена

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний бургт, 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 осевий 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.

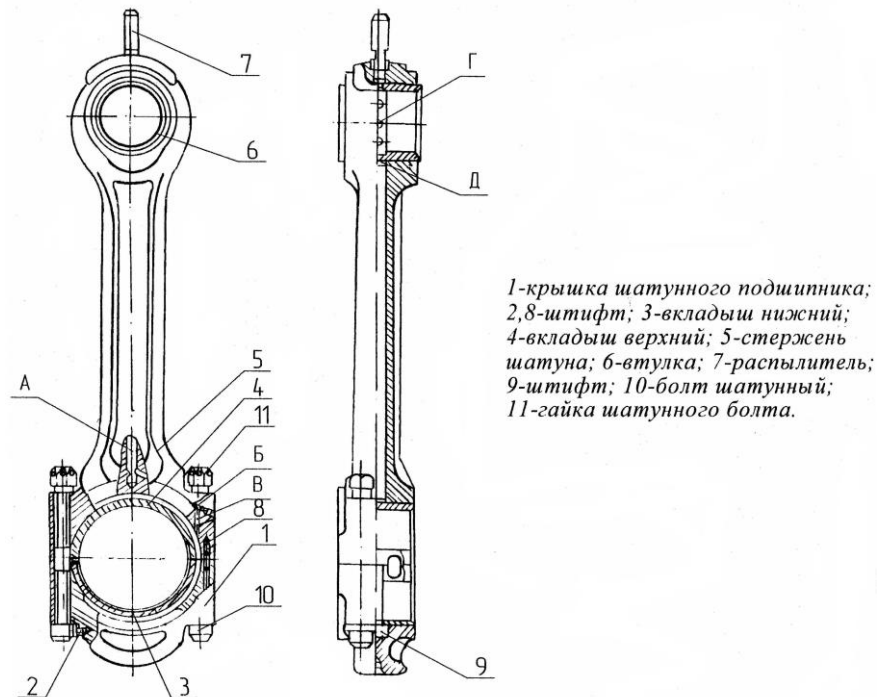


Рисунок 1.3 Шатун

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

В нижній головці шатуна розташовані бабітові вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осевого переміщення та повороту вкладиші утримуються

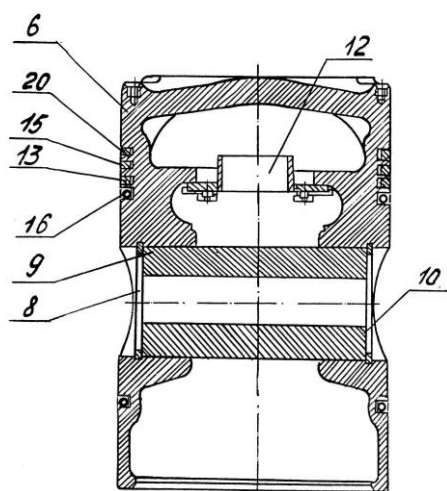
					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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 між 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.

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 різьбові



отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень і шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневым 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.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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 маслоснімних кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоснімні кільця 11 коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

Опис конструкції кришки циліндру

Кришка 1 робочого циліндра (рис.1.5), окрема для кожного циліндра, відлита із чавуну, кріпиться до блок - картеру за допомогою чотирьох шпильок.

На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці циліндра. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлено прокладку із відпаленої червоної міді. Підбором товщини цієї прокладки регулюється висота камери стиску. Конструкцією передбачені прокладки товщиною 1 и 1,5 мм.

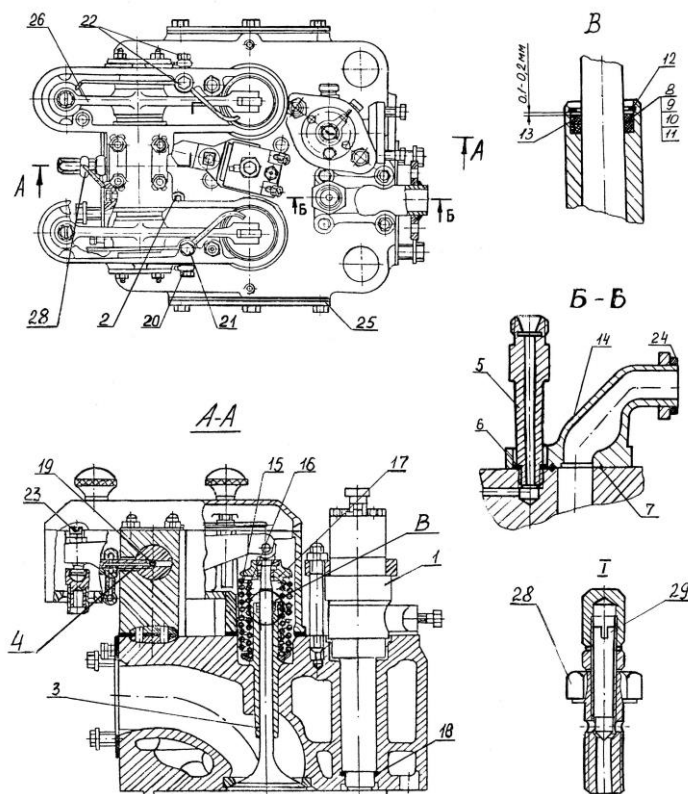


Рисунок 1.5 – Кришка робочого циліндра

1 – пусковий клапан; 2 – шпindelь декомпресійного крана; 3 – втулка клапана; 4 – штуцер; 5 – стійка кріплення пристосування; 6, 8 – прокладка; 7, 13, 24 – кільце ущільнююче; 8, 9, 10, 11 – кільце регулюючий; 12 – кільце стопорне; 14 – переливна раковина; 15 – пружина зовнішня; 16 – пружина внутрішня; 17 – тарілка; 19 – вісь; 20, 21 – ніпель; 22 – дросель; 23 – гвинт регулюючий; 25 – кришка люка; 26 – коромисло; 28 – дозатор; 29 – гвинт регулюючий.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

В центрі кришки є отвір для установки форсунки, яка закріплена за допомогою скоби, шпильки (М20) та гайки. Для ущільнення торцевих поверхонь поміж форсункою та кришкою встановлена прокладка 20 із червоної відпаленої міді.

Внутрішній простір кришки розділений на три порожнини: впускний і випускний канали та порожнина охолодження. Впускний та випускний канали, за допомогою впускного і випускного клапанів, з'єднують робочий об'єм циліндра із впускним та випускним колекторами, в послідовності, що визначається робочим циклом.

Впускний та випускний клапани відрізняються застосованими матеріалами і конструкцією. У впускного клапана перехід від штоку до тарілки виконаний плавним з деяким заниженням діаметра на переході від штока клапана до тарілки, у випускного навпаки - із помітним збільшенням діаметра на переході від штока клапана до тарілки. Штоки обох клапанів хромовані, а фаска випускного клапана наплавлена стелітом ВЗК. На торцях тарілок клапанів є два отвори призначені для зчеплення з пристосуванням для притирки клапанів.

Клапани переміщаються в направляючих втулках 3, запресованих в кришку. В направляючих втулках встановлено фторопластові ущільнення, які одночасно забезпечують змащування штоків клапанів (завдяки ефекту насосного ходу ущільнення).

Клапани притерті до сідел та прижимаються до них двома пружинами: зовнішньою 15 та внутрішньою 16. Нижні кінці пружин опираються на ступінчасту тарілку нижню, верхні кінці пружин упираються в тарілку 17, яка з'єднується із штоком клапана конічним розрізним замком. На кінці штоків одіті ковпачки.

На кришці із сторони випуску розміщені: пусковий клапан 1 і декомпресійний (індикаторний) кран, переливна раковина 14.

Для приводу впускного та випускного клапанів на верхній площині кришки встановлений привід клапанів. В корпусі приводу клапанів закріплена ось 19 на якій на бронзових підшипниках качаються коромисла 26. Змазка до підшипників

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коромисел подається від масляної системи двигуна у ось 19 через дросельний ніпель із отвором Ø1,5 мм та перехідник. Масло зливається в картер через кожухи штанг.

На одному кінці коромисла із сторони приводу встановлений гвинт регулюючий 23 із кульовою головкою, яка входить в кульове поглиблення наконечника штанги. Гвинт регулюючий стопориться контргайкою після регулювання зазорів в приводі клапанів. На другому кінці коромисла із сторони клапана на осі встановлений ролик. Ролик контактує із загартованим ковпачком 14, надітим на шток клапана. Ковпачок запобігає зношуванню торця клапана від зношування та захищений від зміни положення стопорним пружинним кільцем, встановленим в тарілці 17.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолоджуюча вода поступає із блок-картера по трьом переливним патрубкам в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище і через два отвори в перегородці, розташованих в зоні криниці для форсунки, поступає у верхню порожнину, відкіля по переливній раковині 14 - у відвідну трубу. Переливна раковина приєднується до відвідної труби накидним фланцем та ущільнюється гумовим кільцем.

Для очистки водяної порожнини кришки циліндра з боків передбачені люки, закриті кришками 25.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ВИМОГИ ДО ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектного двигуна.

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

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

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 6ГЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.

Основні параметри двигуна 6ГЧН 25/34

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Частота обертання колінчатого валу	об/хв	600
Середній ефективний тиск	кПа	1080
Ефективна потужність	кВт	527
Питома ефективна витрата палива	м ³ /кВт·г	0,30

2.2. Розрахунок робочого циклу газового двигуна з наддувом

Вибір і обґрунтування вихідних параметрів 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.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

- Тиск і температура навколишнього середовища

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

- Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1, 3, 7].

- Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря згорання газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [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 $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ температура максимальна робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

- Тиск наддуву

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 вища за температуру навколишнього середовища не більше ніж на 10°C [1, 3, 7].

- Коефіцієнт продувки камери згорання

Для газових двигунів із системою підготовки ГПС в змішувальній камері, розміщеній перед турбокомпресором, коефіцієнт продувки приймається не

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

високим $\varphi_a = 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів незначний $\alpha_{\text{пер}} \approx 70^\circ$.

- **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 $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- **Коефіцієнти використання теплоти**

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,80 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$ [3]. Приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,82$ і $\xi_b = 0,93$.

- **Ступінь підвищення тиску**

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо-оберткових двигунів рекомендується приймаємо $\lambda = 2,2$ [7].

- **Охолодження наддувочного повітря**

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 120^\circ\text{C}$ [1, 3].

- **Температура залишкових газів**

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В цьому розрахунку приймаємо $T_r = 700 \text{ K}$ [3, 7].

- **Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми**

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

- **Показник політропи стиску в компресорі**

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуванним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$ [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,5$.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	550	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$p_b =$	190	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101,3	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	200	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,36	
розширення	$n_2 =$	1,22	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,81	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,9	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	36590	кДж/м ³
Природний газ			

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 95,4$	$R_{CH_4} = 0,954$
етан	$C_2H_6 = 2,6$	$R_{C_2H_6} = 0,026$
пропан	$C_3H_8 = 0,3$	$R_{C_3H_8} = 0,003$
бутан	$C_4H_{10} = 0,2$	$R_{C_4H_{10}} = 0,002$
пентан	$C_5H_{12} = 0,2$	$R_{C_5H_{12}} = 0,002$
вуглекислота	$CO_2 = 0,2$	$R_{CO_2} = 0,002$
оксид вуглецю	$CO = 0$	$R_{CO} = 0$
азот	$N_2 = 1,1$	$R_{N_2} = 0,011$

кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$	0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$	0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 9,73 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 11,54 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{CO_2} = 1,043 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{H_2O} = 2,02 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 1,551 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 13,076 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

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

$$M_2 = 17,570 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,031 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}, 1,0018$$

4. β_0 при процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 370,9 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 70^\circ \text{K})_{\text{залу}} = 340,9 \text{ K}$$

Температура повітряної суміші.

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

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_e$$

$$\gamma_r = 0,052$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_H = 0,91$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ K} \quad t_c = 547,5^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \cdot 17$$

β = альна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0594$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1150$$

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

$$R_{O_2} = 0,0814$$

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

$$R_{N_2} = 0,7443$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 22,40$$

$$b = 605,50$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,60$$

$$b = 5237,536$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,06$$

$$b = 501,60$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,06$$

$$b = 250,80$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

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

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

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,364$$

$$B = 29,211$$

$$C = 58846,38 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1737,2 \text{ C} \quad T_z = 2010,2 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 10843,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,45$$

$$\Delta \lambda = 1,84 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

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

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 1198,4 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 953,3 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\varepsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\varepsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 823,8 \text{ К}$$

$$\frac{|T_{r^3} - T_r|}{T_{r^3}} \times 100 \% = 9,84 \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1221,87 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,23 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

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

$$V_{П.СР} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1104,11 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,384$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 0,257 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 141,1 \text{ м}^3/\text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 99,63 \text{ Л}$$

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,60 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,6 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,5 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 552,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 551,3 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,46 \%$$

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

2.3 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	552,5 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	600 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	8
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	36590 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_f =$	141,1 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$h_i = \eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$h_e = \eta_e =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_I =$	17,539 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	17,570 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	953,3 К
температура на початку стиску	$T_d =$	351,9 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	24,98 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,86 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1221,87 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

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

$$Q_{II} = 1434,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 552,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 38,5 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 550 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,46 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,07-0,25 \quad 0,07$$

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

$$Q_w = 114,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 67,4 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 67,4 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 182,1 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

K = 1,2-1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

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

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

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

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

$$V_B = 0,0065 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,6$$

$$P_{\epsilon.н.} = 1,06 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 1,06 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 183,1 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 12,77 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 33,29 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 30,18 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$Q_{\Gamma} = 649,7 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 45,31 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0584$$

тоді

$$Q_{MD} = 83,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 15,4 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу

$K = 1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 15 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0816 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{\text{м.н.}} = 46,66 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 46,7 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 62,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,33 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{Г}} - (Q_e + Q_b + Q_{\text{Г}} + Q_M)$$

$$Q_{\text{н.в.}} = 13,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{н.в.}} / Q_{\text{П}} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{н.в.}} = 0,93 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	552,5	38,5
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	183,1	12,8
теплота, яка виноситься випускними газами	649,7	45,3
теплота, яка відводиться маслом	62,0	4,3
невраховані теплові втрати	13,4	0,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1460,8	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,222 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,1805 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,360	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	10,500	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	10,844 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,220	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,000	Ступінь попереднього розширення.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.
$\xi =$	0,900	

Таблиця 2.3

Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	4,419	88,4	10,844	216,9	6,425
1,25	3,262	65,2	8,260	165,2	4,997
1,5	2,546	50,9	6,612	132,2	4,067
1,75	2,064	41,3	5,479	109,6	3,414
2	1,721	34,4	4,655	93,1	2,934
3	0,992	19,8	2,839	56,8	1,847
4	0,671	13,4	1,998	40,0	1,328
5	0,495	9,9	1,522	30,4	1,027
6	0,386	7,7	1,219	24,4	0,832
7	0,313	6,3	1,010	20,2	0,696
8	0,261	5,2	0,858	17,2	0,597
9	0,223	4,5	0,743	14,9	0,520
10	0,193	3,9	0,653	13,1	0,461
10,5	0,181	3,6	0,616	12,3	0,435
$P_{mi}^{\text{д}} =$					1,273

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$V_s = [AB] = 190 \text{ мм}$$

$$V_c = 20 \text{ мм}$$

Приведений робочий об'єм

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\Delta}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,247 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = 4,08$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі іскри.
 $f, \text{ДоВМТ}$ Визначається кутом випередження запалювання
 точка початку згорання, визначається кутом затримки
 згорання: $\Delta\varphi_1 = \varphi^0 \text{ ПКВ}$
 $\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний
 $b', \text{ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану
 $r', \text{ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану
 $r'', \text{ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану
 $d', \text{ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану
 c'' точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
 Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,250	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	190 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10 0 ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,200 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S =$	340 мм	Хід поршня.
$P_c =$	4,419 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	10,844 МПа	Максимальний тиск.

Таблиця 2.4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	15	0,042	4,0
$f, \text{ДоВМТ}$	5	0,005	0,5
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,8
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,716	163,0
$r', \text{ДоВМТ}$	10	0,019	1,8
$r'', \text{ПісляВМТ}$	30	0,165	15,7
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,897	180,2

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,0 \quad \text{мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 5,30 & \text{МПа} \\ P_c'' &= 106,0 & \text{мм} \end{aligned}$$

Максимальний тиск згорання.

для карбюраторних і газових двигунів: $P_{zd} = P_{\max} * 0,85$

$$\begin{aligned} P_{zd} &= 9,22 & \text{МПа} \\ P_{zd} &= 184 & \text{мм} \end{aligned}$$

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 21,3 \quad \text{мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 1,79$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 11,9 \quad \text{мм}$$

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

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.

Вихідні дані:

$d=$	0,25	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,250	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,17	м - радіус кривошипа
$n=$	600	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	87,0	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,05	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = 62,8 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,049 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_\kappa = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -30,8 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -30,8 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 46,00 \quad \text{кг}$$

Тиск газів в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$\text{для } \varphi = 10 \dots 180^\circ \quad P_u = P_d$$

$$\text{для } \varphi = 190 \dots 350^\circ \quad P_u = P_d \left(\frac{V_a}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 360^\circ \quad P_u = \frac{P_{\max} + P_c}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 370^\circ \quad P_u = P_{\max}$$

$$\text{для } \varphi = 380 \dots 530^\circ \quad P_u = P_{\max} \left(\frac{V_c \cdot \rho}{V_f} \right)^{n_1}$$

$$\text{для } \varphi = 540^\circ \quad P_u = \frac{P_b + P_d}{2}$$

$$\text{для } \varphi = 550 \dots 720^\circ \quad P_u = P_r$$

Робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S = 0,01668 \text{ м}^3$$

Об'єм камери сгорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00209 \text{ м}^3$$

Повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,018766 \text{ м}^3$$

Перемінний об'єм циліндра в залежності від кута повороту колінчастого вала

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos \varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

Таблиця 2.5		Результати динамічного розрахунку.											
φ °	Vf	F _г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k	F _г	F _и	F _d	F _N	F _r	F _k
ПКВ	мЗ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0021	3,886	-72,912	-69,026	0,000	-69,026	0,000	3,89	-72,91	-69,03	0,00	-69,03	0,00
10	0,0022	3,886	-71,146	-67,260	-2,908	-65,731	-14,558	3,89	-71,15	-67,26	-2,91	-65,73	-14,56
20	0,0027	3,886	-65,982	-62,097	-5,225	-56,529	-26,246	3,89	-65,98	-62,10	-5,23	-56,53	-26,25
30	0,0035	3,886	-57,806	-53,920	-6,510	-43,300	-32,843	3,89	-57,81	-53,92	-6,51	-43,30	-32,84
40	0,0045	3,886	-47,215	-43,329	-6,567	-28,658	-33,256	3,89	-47,22	-43,33	-6,57	-28,66	-33,26
50	0,0057	3,886	-34,961	-31,075	-5,469	-15,330	-27,703	3,89	-34,96	-31,08	-5,47	-15,33	-27,70
60	0,007	3,886	-21,874	-17,988	-3,489	-5,539	-17,572	3,89	-21,87	-17,99	-3,49	-5,54	-17,57
70	0,0085	3,886	-8,779	-4,893	-1,008	-0,562	-5,003	3,89	-8,78	-4,89	-1,01	-0,56	-5,00
80	0,01	3,886	3,574	7,460	1,589	-0,571	7,676	3,89	3,57	7,46	1,59	-0,57	7,68
90	0,0115	3,886	14,582	18,468	3,974	-4,768	18,468	3,89	14,58	18,47	3,97	-4,77	18,47
100	0,0129	3,886	23,832	27,717	5,903	-11,747	26,074	3,89	23,83	27,72	5,90	-11,75	26,07
110	0,0142	3,886	31,121	35,006	7,214	-19,923	30,001	3,89	31,12	35,01	7,21	-19,92	30,00
120	0,0154	3,886	36,456	40,342	7,826	-27,919	30,464	3,89	36,46	40,34	7,83	-27,92	30,46
130	0,0164	3,886	40,026	43,911	7,728	-34,789	28,131	3,89	40,03	43,91	7,73	-34,79	28,13
140	0,0172	3,886	42,151	46,036	6,978	-40,084	23,850	3,89	42,15	46,04	6,98	-40,08	23,85
150	0,0179	3,886	43,224	47,109	5,687	-43,765	18,415	3,89	43,22	47,11	5,69	-43,77	18,41
160	0,0184	3,886	43,641	47,527	3,999	-46,056	12,422	3,89	43,64	47,53	4,00	-46,06	12,42
170	0,0187	3,886	43,740	47,626	2,059	-47,262	6,232	3,89	43,74	47,63	2,06	-47,26	6,23
180	0,0188	3,886	43,747	47,633	0,000	-47,633	0,000	3,89	43,75	47,63	0,00	-47,63	0,00
190	0,0187	3,947	43,740	47,688	-2,062	-47,323	-6,240	3,95	43,74	47,69	-2,06	-47,32	-6,24
200	0,0184	4,136	43,641	47,777	-4,020	-46,298	-12,488	4,14	43,64	47,78	-4,02	-46,30	-12,49
210	0,0179	4,467	43,224	47,690	-5,758	-44,305	-18,642	4,47	43,22	47,69	-5,76	-44,31	-18,64
220	0,0172	4,964	42,151	47,115	-7,141	-41,023	-24,409	4,96	42,15	47,11	-7,14	-41,02	-24,41
230	0,0164	5,668	40,026	45,694	-8,042	-36,202	-29,273	5,67	40,03	45,69	-8,04	-36,20	-29,27
240	0,0154	6,640	36,456	43,096	-8,360	-29,825	-32,544	6,64	36,46	43,10	-8,36	-29,82	-32,54

Зм.	
Лист	
№ докум.	
Підпис	
Дата	
ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	
Архив	

Продовження таблиці 2.5

250	0,0142	7,970	31,121	39,091	-8,056	-22,248	-33,502	7,97	31,12	39,09	-8,06	-22,25	-33,50
260	0,0129	9,797	23,832	33,629	-7,162	-14,252	-31,635	9,80	23,83	33,63	-7,16	-14,25	-31,63
270	0,0115	12,332	14,582	26,915	-5,792	-6,949	-26,915	12,33	14,58	26,91	-5,79	-6,95	-26,91
280	0,01	15,908	3,574	19,483	-4,149	-1,491	-20,046	15,91	3,57	19,48	-4,15	-1,49	-20,05
290	0,0085	21,059	-8,779	12,279	-2,531	1,411	-12,554	21,06	-8,78	12,28	-2,53	1,41	-12,55
300	0,007	28,646	-21,874	6,772	-1,314	2,085	-6,616	28,65	-21,87	6,77	-1,31	2,09	-6,62
310	0,0057	40,059	-34,961	5,098	-0,897	2,515	-4,544	40,06	-34,96	5,10	-0,90	2,51	-4,54
320	0,0045	57,399	-47,215	10,184	-1,544	6,736	-7,816	57,40	-47,22	10,18	-1,54	6,74	-7,82
330	0,0035	83,202	-57,806	25,396	-3,066	20,394	-15,469	83,20	-57,81	25,40	-3,07	20,39	-15,47
340	0,0027	118,103	-65,982	52,120	-4,386	47,447	-22,029	118,10	-65,98	52,12	-4,39	47,45	-22,03
350	0,0022	154,184	-71,146	83,037	-3,590	81,149	-17,973	154,18	-71,15	83,04	-3,59	81,15	-17,97
360	0,0021	374,411	-72,912	301,499	0,000	301,499	0,000	374,41	-72,91	301,50	0,00	301,50	0,00
370	0,0022	532,030	-71,146	460,883	19,926	450,404	99,754	532,03	-71,15	460,88	19,93	450,40	99,75
380	0,0027	367,508	-65,982	301,526	25,372	274,491	127,444	367,51	-65,98	301,53	25,37	274,49	127,44
390	0,0035	261,881	-57,806	204,075	24,637	163,879	124,304	261,88	-57,81	204,08	24,64	163,88	124,30
400	0,0045	183,789	-47,215	136,574	20,700	90,329	104,822	183,79	-47,22	136,57	20,70	90,33	104,82
410	0,0057	131,310	-34,961	96,348	16,956	47,530	85,891	131,31	-34,96	96,35	16,96	47,53	85,89
420	0,007	96,768	-21,874	74,895	14,529	23,063	73,165	96,77	-21,87	74,89	14,53	23,06	73,17
430	0,0085	73,805	-8,779	65,026	13,401	7,472	66,480	73,81	-8,78	65,03	13,40	7,47	66,48
440	0,01	58,219	3,574	61,793	13,160	-4,728	63,580	58,22	3,57	61,79	13,16	-4,73	63,58
450	0,0115	47,395	14,582	61,977	13,337	-16,003	61,977	47,40	14,58	61,98	13,34	-16,00	61,98
460	0,0129	39,723	23,832	63,555	13,535	-26,935	59,786	39,72	23,83	63,55	13,53	-26,94	59,79
470	0,0142	34,194	31,121	65,315	13,460	-37,173	55,977	34,19	31,12	65,31	13,46	-37,17	55,98
480	0,0154	30,168	36,456	66,624	12,924	-46,108	50,311	30,17	36,46	66,62	12,92	-46,11	50,31
490	0,0164	27,227	40,026	67,253	11,836	-53,282	43,084	27,23	40,03	67,25	11,84	-53,28	43,08
500	0,0172	25,096	42,151	67,247	10,192	-58,551	34,838	25,10	42,15	67,25	10,19	-58,55	34,84
510	0,0179	23,591	43,224	66,814	8,066	-62,072	26,117	23,59	43,22	66,81	8,07	-62,07	26,12
520	0,0184	22,590	43,641	66,231	5,573	-64,181	17,311	22,59	43,64	66,23	5,57	-64,18	17,31
530	0,0187	22,018	43,740	65,758	2,843	-65,256	8,605	22,02	43,74	65,76	2,84	-65,26	8,60

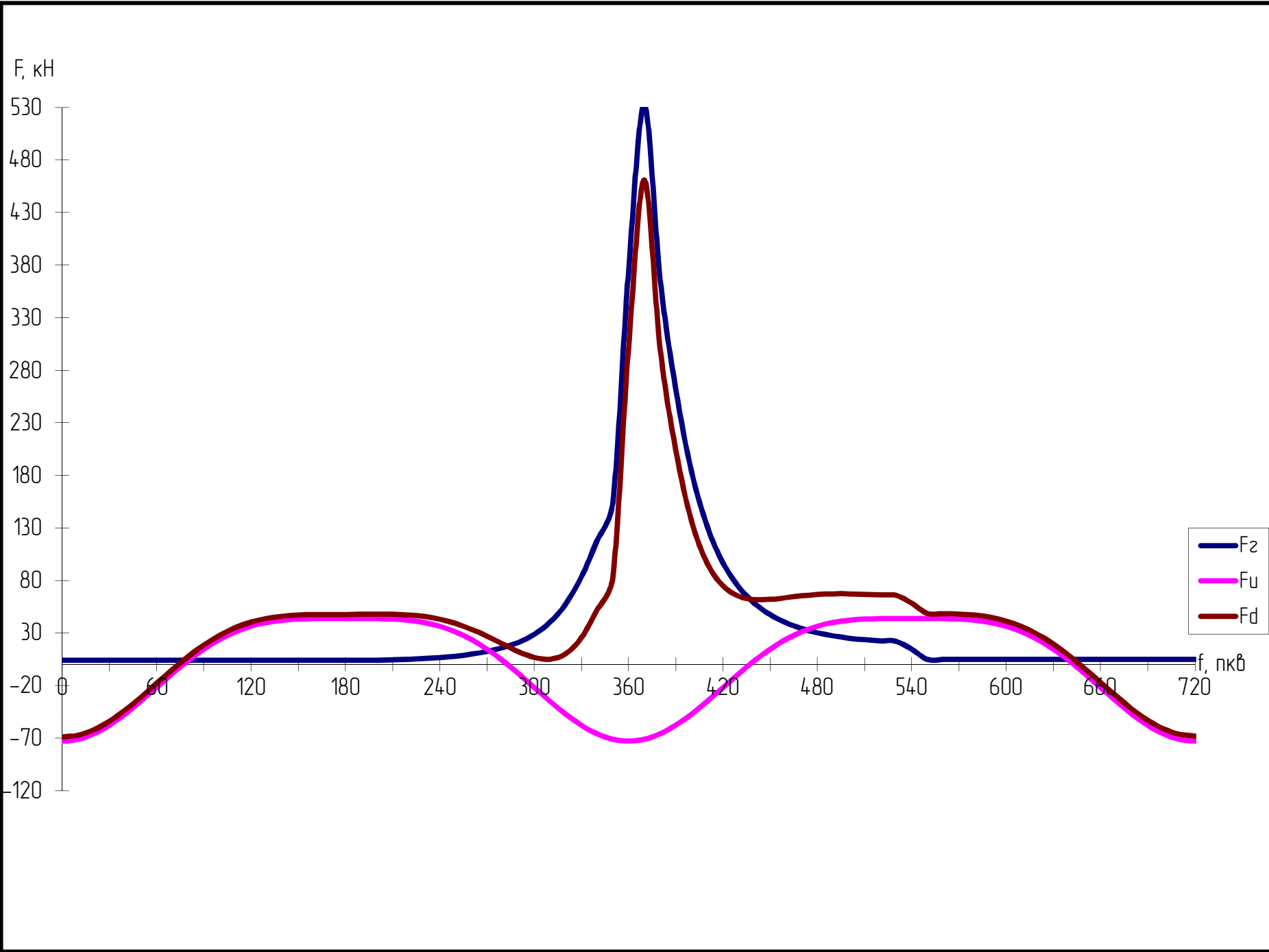
Продовження таблиці 2.5

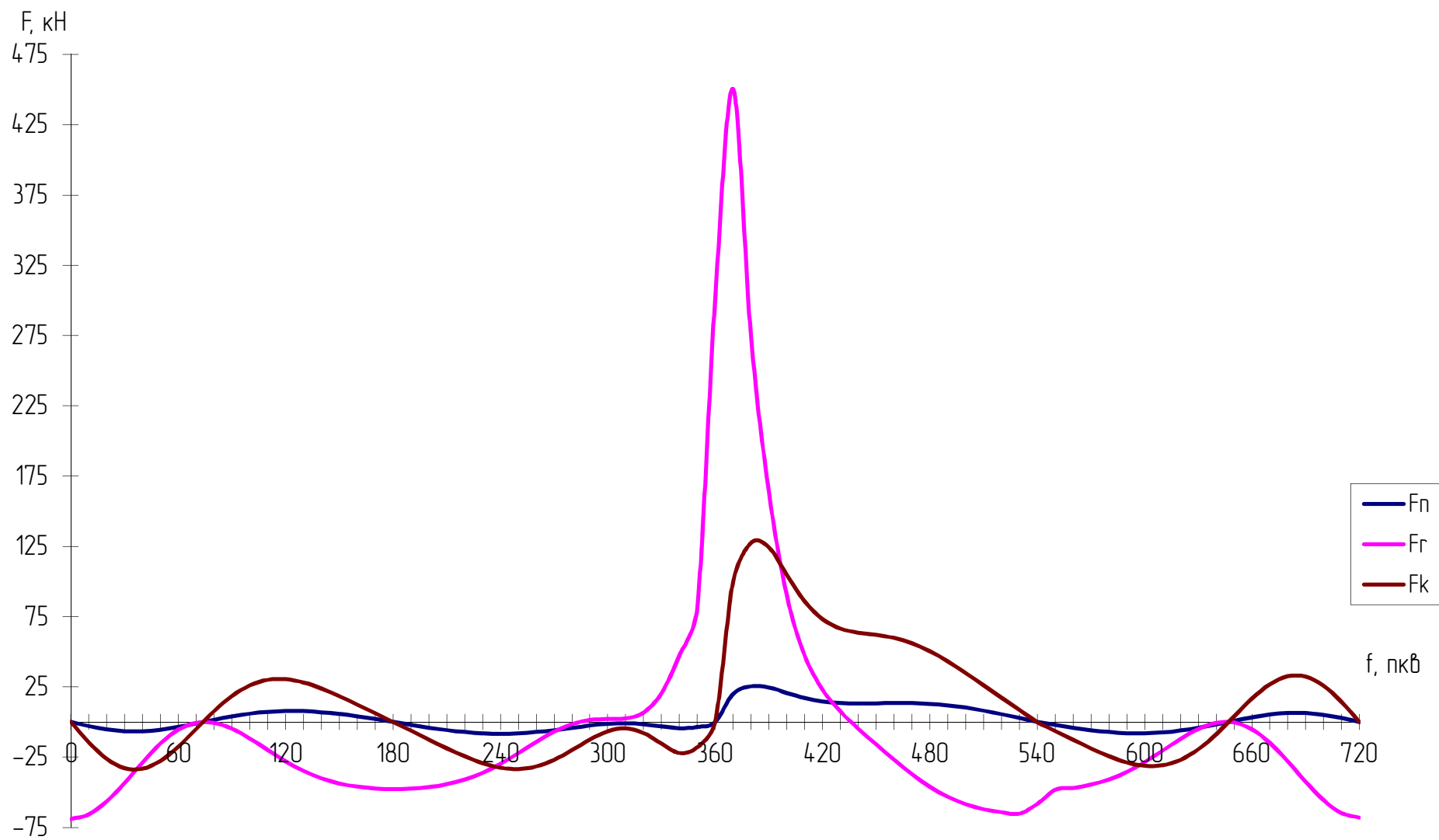
540	0,0188	14,561	43,747	58,308	0,000	-58,308	0,000	14,56	43,75	58,31	0,00	-58,31	0,00
550	0,0187	4,842	43,740	48,583	-2,100	-48,211	-6,357	4,84	43,74	48,58	-2,10	-48,21	-6,36
560	0,0184	4,842	43,641	48,483	-4,080	-46,983	-12,672	4,84	43,64	48,48	-4,08	-46,98	-12,67
570	0,0179	4,842	43,224	48,066	-5,803	-44,654	-18,789	4,84	43,22	48,07	-5,80	-44,65	-18,79
580	0,0172	4,842	42,151	46,993	-7,123	-40,917	-24,346	4,84	42,15	46,99	-7,12	-40,92	-24,35
590	0,0164	4,842	40,026	44,868	-7,896	-35,547	-28,743	4,84	40,03	44,87	-7,90	-35,55	-28,74
600	0,0154	4,842	36,456	41,298	-8,011	-28,581	-31,186	4,84	36,46	41,30	-8,01	-28,58	-31,19
610	0,0142	4,842	31,121	35,963	-7,411	-20,468	-30,821	4,84	31,12	35,96	-7,41	-20,47	-30,82
620	0,0129	4,842	23,832	28,674	-6,107	-12,152	-26,974	4,84	23,83	28,67	-6,11	-12,15	-26,97
630	0,0115	4,842	14,582	19,425	-4,180	-5,015	-19,425	4,84	14,58	19,42	-4,18	-5,02	-19,42
640	0,01	4,842	3,574	8,417	-1,792	-0,644	-8,660	4,84	3,57	8,42	-1,79	-0,64	-8,66
650	0,0085	4,842	-8,779	-3,937	0,811	-0,452	4,025	4,84	-8,78	-3,94	0,81	-0,45	4,02
660	0,007	4,842	-21,874	-17,031	3,304	-5,245	16,638	4,84	-21,87	-17,03	3,30	-5,24	16,64
670	0,0057	4,842	-34,961	-30,119	5,300	-14,858	26,850	4,84	-34,96	-30,12	5,30	-14,86	26,85
680	0,0045	4,842	-47,215	-42,373	6,422	-28,025	32,521	4,84	-47,22	-42,37	6,42	-28,02	32,52
690	0,0035	4,842	-57,806	-52,963	6,394	-42,531	32,261	4,84	-57,81	-52,96	6,39	-42,53	32,26
700	0,0027	4,842	-65,982	-61,140	5,145	-55,658	25,842	4,84	-65,98	-61,14	5,14	-55,66	25,84
710	0,0022	4,842	-71,146	-66,304	2,867	-64,796	14,351	4,84	-71,15	-66,30	2,87	-64,80	14,35
720	0,0021	4,842	-72,912	-68,069	0,000	-68,069	0,000	4,84	-72,91	-68,07	0,00	-68,07	0,00

Зм.	
Илуст.	
№ док-м.	
Підпис	
Дата	

ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ

45	Архив
----	-------





2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна 6ГЧН25/34

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроєктованого газового двигуна 6ГЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроєктованого.

Таблиця 2.5

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧН25/34 (двигун-прототип)	6ГЧН25/34
Номинальна ефективна потужність, P_e , кВт	527	551,3
Номинальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	600
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,7
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,18	0,20
Паливо, що споживається для роботи дизеля	Природний газ	Природний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	34500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1900	1906
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	10	10,95
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,15	1,20
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,42	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВт·год)	0,25	0,24
Механічний ККД двигуна, η_m	0,89	0,90
Ефективний ККД циклу, η_e	0,374	0,384
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,05	1,08
Питома витрата палива, b_e , м ³ /кВт·год	0,30	0,23

До ефективних показників відносяться ефективна потужність P_e , середній ефективний тиск P_{me} , ефективний ККД η_e , питома ефективна витрата палива g_e .

Середній ефективний тиск являє собою умовний середній постійний тиск, який діє на поршень в робочому ході та виконує роботу, яка еквівалентна корисній ефективній роботі, що передається через вихідний фланець колінчастого вала на гвинт або інший споживач. Іншими словами, середній ефективний тиск являє собою питому ефективну роботу двигуна.

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ГЧН25/34, приведених таблиці 2.1, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ГЧН25/34 до 551 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,18 МПа до 0,20 МПа. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у запроєктованого двигуна (p_{max} і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e=0,23$ м³/кВт·год нижча ніж у двигуна – прототипу $b_e=0,30$ м³/кВт·год.

Збільшення p_{me} в циліндрі двигуна, є одним з найуживаніших способів покращення енергетичних параметрів двигуна. Завдяки цьому способу не має необхідності в додаткових матеріальних та людських витратах на проектування, виготовлення та доводку двигуна. При цьому гарантується лише незначна зміна масо-габаритних показників проектованого двигуна.

Але, нажаль, цей спосіб підвищення потужності має і недоліки, серед яких головним залишається зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

2.7 Висновок по розділу 2

В конструкторському розділі дипломної роботи було проведено розрахунок робочого процесу дизельного двигуна 6ГЧН 12/14, теплового балансу, розрахована та побудована дійсна та теоретична індикаторна діаграма. Розраховані сили, що діють на деталі КШМ, та зображені на графіках.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем охолодження

Система охолодження призначена для охолодження деталей двигуна, що нагріваються в результаті його роботи. На сучасних двигунах система охолодження, окрім основної функції, виконує ряд інших функцій, зокрема: охолодження в системі мащення та охолодження повітря в системі турбонаддуву. Двигун працює нормально тільки при певному тепловому режимі. Якщо циліндри та поршні від зіткнення з гарячими газами перегріваються, то підвищується їх зношуваність через вигорання мастильного матеріалу. Відбувається коксування масла з відкладенням нагару. Зменшення зазорів внаслідок теплового розширення може призвести до заклинювання поршнів у циліндрах. Одночасно знижується потужність через погіршення наповнення циліндрів.

Таких негативних наслідків можна уникнути, якщо охолоджувати гарячі деталі двигуна. Проте надмірне охолодження теж неприпустиме. Якщо двигун переохолоджений, то збільшуються втрати тепла в процесі перетворення її в механічну енергію. Крім того, паливо погано випаровується, важко займається і не повністю згоряє, що знижує потужність і економічність двигуна, а значне утворення нагару при неповному згорянні палива може призвести до залягання поршневих кілець і зависання клапанів. Зношуваність у переохолодженому двигуні теж збільшується, оскільки відбувається конденсація продуктів згорання, які, перебуваючи в рідкому стані, викликають сильну корозію гільз циліндрів, поршнів і поршневих кілець. Через збільшення затримки самозаймання палива підвищується жорсткість роботи.

Найвигідніший тепловий стан двигуна в межах 85-95°C підтримує система охолодження, яка відводить зайве тепло від деталей і передає її навколишньому повітрю [2, 4, 5].

Залежно від способу охолодження розрізняють наступні види систем охолодження:

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- рідинна (закритого типу);
- повітряна (відкритого типу);
- комбінована.

Є три види рідинного охолодження: термосифонне, змішане, примусове.

Рідинна система охолодження складається з оболонки блока і головки блока, рідинної помпи, вентилятора, радіатора, термостата, жалюзів і різних патрубків, шлангів і краників.

Принцип дії рідинної системи охолодження полягає в наступному: вода, що заповнює водяну сорочку 9 у блок-картері (рис. 3.1) і головці 8 циліндрів, омиває стінки циліндрів і камер згоряння охолоджуючи деталі працюючого двигуна. Нагріта вода направляється в спеціальний охолоджувач (радіатор), де віддає теплоту в атмосферу. Охолоджена в радіаторі вода знову надходить у водяну сорочку двигуна. Таким чином, у системі охолодження відбувається без зупинна циркуляція води.

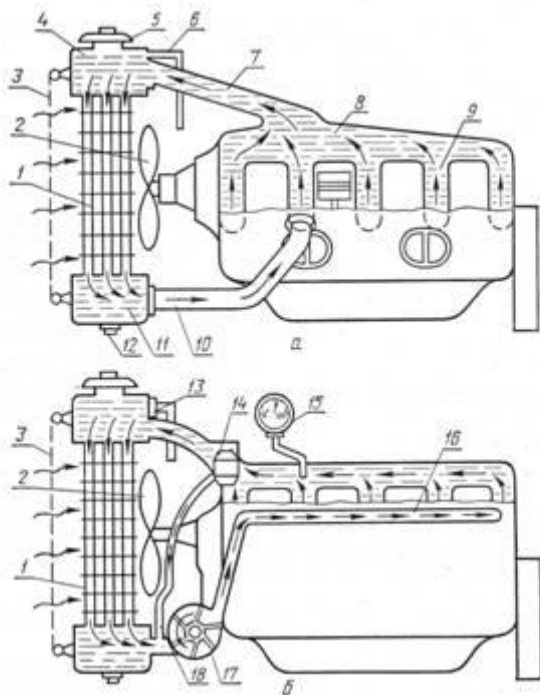


Рисунок 3.1 Схема водяних систем охолодження:

а - термосифонна; б - примусова; 1 - осередок радіатора; 2 - вентилятор; 3 - шторка; 4 - верхній бак радіатора; 5 - кришка наливної горловини; 6 - паровідвідна трубка; 7- верхній патрубок; 8 - сорочка головки циліндрів; 9 - сорочка блоку-картера; 10 - нижній патрубок; 11 - нижній бак радіатора; 12 - пробка зливного отвору; 13 - пароповітряний клапан; 14 - термостат; 15 - термометр; 16 - водорозподільний канал; 17 - відцентровий насос; 18 - водовідвідна трубка

Термосифонна система охолодження (рисунок 3.1, а). У ній циркуляція води відбувається в результаті різниці густини холодної і гарячої води. При нагріванні у

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

водяній сорочці щільність води зменшується, і вона по патрубку 7 піднімається у верхній бак 4 радіатора. В серцевині 1 радіатора вода проохолоджується, її щільність підвищується, і по патрубку 10 вона надходить у водяну сорочку, витісняючи воду з меншою щільністю. Для поліпшення охолодження води за радіатором встановлений вентилятор 2.

Основна перевага термосифонної системи охолодження - простота пристрою, а недолік - порівняно повільна циркуляція води в ній, що приводить до посиленого випарування води із системи, а отже, до необхідності частої перевірки рівня води і поповнення нею системи.

Примусова система охолодження (рисунк 3.2, б). В ній відцентровий насос 17 нагнітає воду в сорочку блок-картера двигуна, з якої нагріта вода витісняється в радіатор, проохолоджується і по патрубку повертається до насоса. Подібна схема характерна для водяних систем охолодження більшості двигунів.

Різниця температур нагрітої й охолодженої води для системи з примусовою циркуляцією води не перевищує 10°C [2].

Інтенсивність циркуляції води і потоку повітря, створювана вентилятором, у примусовій системі охолодження залежить головним чином від частоти обертання колінчастого валу двигуна. Тому, щоб при зниженні температури навколишнього повітря і зменшенні навантаження, двигун не переохолоджувався, використовують різні пристрої, що регулюють тепловий режим двигуна: термостат 14, шторки 3 і жалюзі радіатора.

Посилений відвід теплоти від найбільш нагрітих частин камер згоряння і циліндрів відбувається в результаті зосередженого підведення води до них. У цьому випадку вода попадає в розподільний канал 16, що йде вздовж верхньої частини блоку циліндрів. В каналі є отвори для подачі води в першу чергу до верхніх, найбільш нагрітих частинам блоку циліндрів і гільз.

Якщо система охолодження з примусовою циркуляцією води постійно є в контакті з атмосферою через паровідвідну трубку, її називають відкритою, а якщо вона відділена від атмосфери спеціальним пароповітряним клапаном 13, її

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

називають закритою. В закритій системі охолодження випаровування води менше, тому її застосовують у більшості двигунів.

Повітряна система охолодження складається із оребрених головки блока і блока, вентилятора і дефлекторів. Переваги: швидке прогрівання агрегату; простота конструкції. Недоліки: залежність від обертів двигуна; нерівномірність відведення тепла по висоті циліндрів.

Основним елементом системи є вентилятор. На привід його витрачається потужність двигуна. Основний принцип повітряної системи – направляти повітря на найбільш нагріті деталі. Це досягається за допомогою дефлекторів.

Комбінована система об'єднує рідинну і повітряну системи.

На двигуні 6ГЧН 25/34 система охолодження рідинна, закритого типу, тобто сполучається з атмосферою через спеціальні клапани при певному надлишковому тиску або розрідженні. Циркуляція охолоджуючої рідини здійснюється примусово за допомогою рідинного насоса. Для компенсації зміни об'єму охолоджуючої рідини при її нагріві і охолодженні в системі розширювальний бачок. Складовими елементами системи охолодження є сорочка охолодження блоку і головки циліндрів, радіатор, розширювальний бачок, вентилятор, рідинний насос, термостат і патрубки.

При проектуванні було обрано саме цю схему системи охолодження, так як вона має ряд переваг в порівнянні з іншими і є найбільш поширеною на сьогоднішній день.

3.2 Опис основних елементів системи охолодження

В систему охолодження входять [2, 4]:

1. охолоджувач води;
2. охолоджувач масла;
3. охолоджувач наддувочного повітря;
4. відцентровий насос;

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

5. регулятор температури води (термостат);
6. водяний розширювальний бачок;
7. трубопроводи системи;

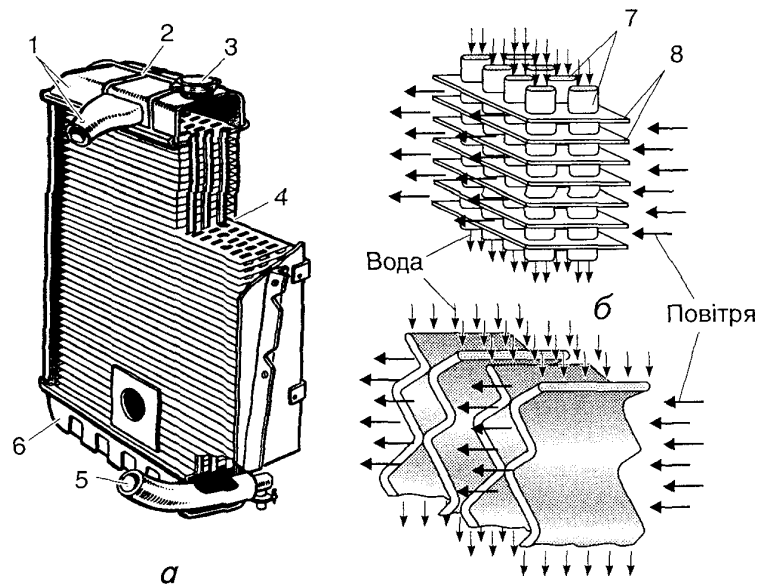


Рисунок 3.2 Радіатор.

а — будова; *б* — трубчаста серцевина; *в* — пластинчаста серцевина; 1 — верхній бачок із патрубком; 2 — паровідвідна трубка; 3 — заливна горловина з пробкою; 4 — серцевина; 5 — патрубком із зливальним краником; 6 — нижній бачок; 7 — трубки; 8 — поперечні пластини

Охолоджувач води (радіатор) призначений для охолодження нагрітої в двигуні води, складається з верхнього 1 (рисунок 3.2, а) і нижнього 6 баків, серцевини 4 і деталей кріплення. Звичайно застосовують трубчасті серцевини, що представляють собою кілька рядів вертикальних круглих чи овальних (рисунок 3.2, б) латунних трубок 7. Для збільшення поверхні охолодження трубок і підвищення їхньої твердості на трубки надіті і припаяні до них тонкі латунні пластини 8. Верхні і нижні баки радіаторів і боковими, що скріплюють їх, відлиті з чавуна чи зроблені з латуні. Верхній бак 1 радіатора має горловину, що щільно закривається пробкою 3, а нижній 6 - кран або пробку для зливу води із системи.

Регулятори температури.

Відносяться до регулюючих пристроїв за принципом дії і для своєї роботи не вимагають стороннього джерела енергії. Принцип дії терморегуляторів заснований на переміщенні клапана залежно від зміни об'єму заповнювача елемента, чутливого до зміни температури, пропорційно регульованій температурі. Автоматична

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

підтримка заданого значення регульованої температури проводиться за способом перепуску.

Співвідношення кількості охолоджуючого середовища в лініях перепуску і охолоджувача визначається регульованою температурою. При підвищенні температури охолоджуючого середовища, що виходить з двигуна, регулюючий орган, переміщуваний елементом, чутливим до зміни температури, за рахунок збільшення об'єму заповнювача, змінює гідравлічний опір в лініях перепуску і холодильника. При цьому витрата охолоджуючого середовища через охолоджувач, збільшується, а в лініях перепуску зменшується.

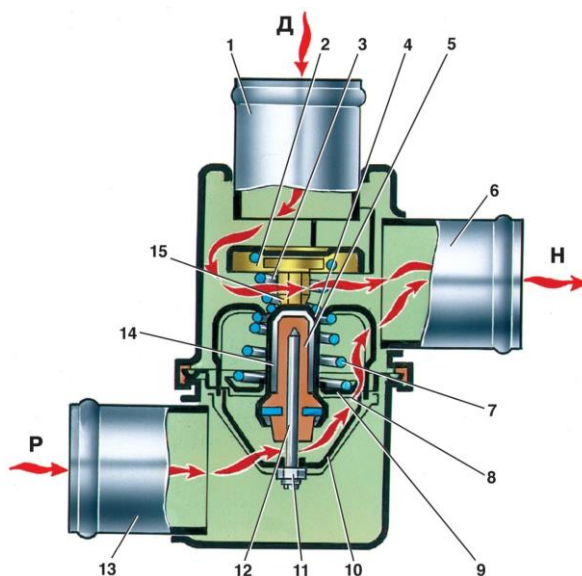


Рисунок 3.3 Регулятор температури:

1 — вхідний патрубок (від двигуна); 2 — перепускний клапан; 3 — пружина перепускного клапана; 4 — стакан; 5 — резинова вставка; 6 — вихідний патрубок; 7 — пружина основного клапана; 8 — сідло основного клапана; 9 — основний клапан; 10 — підтримувач; 11 — регулююча гайка; 12 — поршень; 13 — вхідний патрубок від радіатора; 14 — наповнювач; 15 — обойма; Д — вхід рідини від двигуна; Р — вхід рідини від радіатора; Н — вихід рідини до насоса

Співвідношення витрат змінюється до тих пір, поки регульована температура не досягне заданого значення. При пониженні температури охолоджуючого середовища, що виходить з дизеля об'єм заповнювача термочуйного елемента зменшується і відновлення заданого температурного режиму дизеля відбувається під дією пружини повернення, що переміщає регулюючий орган в положення, при якому гідравлічний опір в лінії перепуску зменшується, в лінії охолоджувача

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

збільшується. РТП відрегульовані і налаштовані на задану температуру фіксованої настройки на заводі і після настройки регулювальний вузол пломбується.

Насоси води відцентрові

Водяний насос відцентрового типу. Привід водяного насоса здійснюється від шківів колінчатого валу клиноподібним ременем.

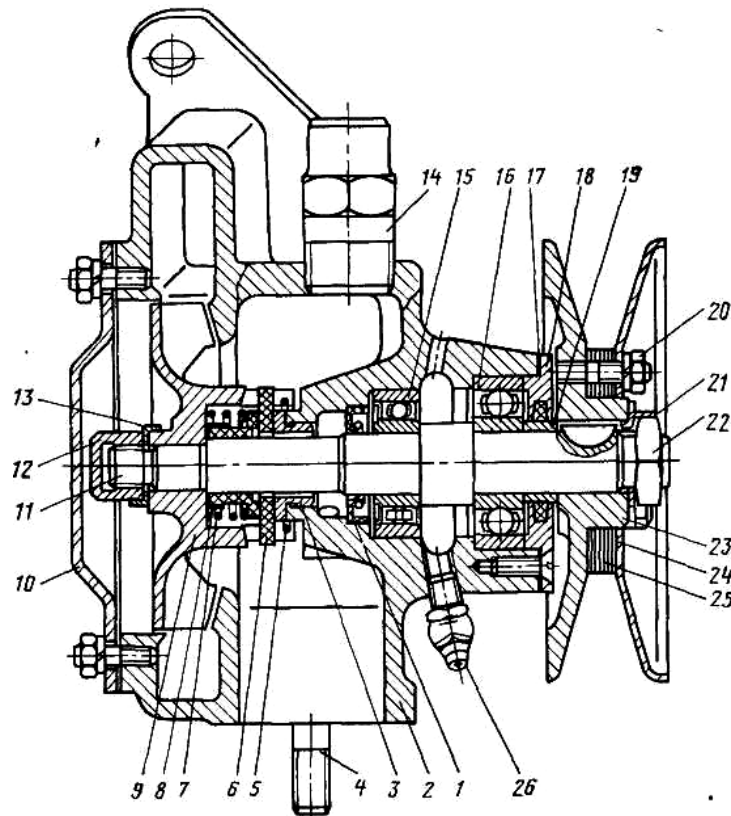


Рисунок 3.4 Водяний насос:

1 — сальник; 2 — корпус; 3, 19 — втулки; 4 — шпилька; 5 — стопорне кільце; 6 — упорне кільце; 7 — пружина; 8 — манжета; 9 — крильчатка; 10 — кришка; 11 — валик; 12, 20, 22 — гайки; 13 — стопорна шайба; 14 — перепускний ніпель трубки термостаті; 15, 16 — кулькові підшипники; 17 — прокладка; 18 — корпус сальника; 21 — замкова шайба; 23 — маточина; 24 — боковина шківів; 25 — регулювальні прокладки; 26 — масельничка.

Принцип дії насоса. Рідина при вході в робоче колесо 9 рухається в осьовому напрямі, а потім в самому колесі в радіальному, причому від центру колеса до периферії. При обертанні робочого колеса з постійною кутовою швидкістю рідина безперервно рухається по каналах колеса, утворених його lopatями.

Lopatі колеса, стінки твірних каналів, надають рідині, що протікає, тиск і значну швидкість. При виході рідини з колеса її швидкість при переході з меншого перетину до більшого зменшується до нормальної, для напірного трубопроводу

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

величини, і перетвориться в додатковий натиск, збільшуючи тим самим первинний тиск, створюваний колесом.

Бачок води.

Розширювальний бачок виготовляється з напівпрозорої пластмаси. Верхній патрубок бачка шлангом постійно сполучений з патрубком радіатора, що утворення парових пробок. Заливна горловина бачка герметично закрита пробкою. У пробці розширювального бачка поміщаються два клапани: випускний (паровий) клапан, який відкривається при надлишковому тиску в системі охолодження до 20 кПа і випускає частку пари в атмосферу; впускний клапан (повітря), який відкривається при пониженні тиску в системі до 95 — 86 кПа (розрідження) унаслідок охолодження або зливу рідини і пропускає в систему охолодження атмосферне повітря.

Бачок встановлюється в найвищій точці системи. Бачок входить в систему охолодження дизеля і разом з нею складає замкнутий контур цієї системи.

Вентилятор служить для підвищення інтенсивності охолодження рідини в радіаторі. Вентилятор може мати різний привід:

- механічний (постійне з'єднання з колінчастим валом двигуна);
- електричний (керований електродвигун);
- гідравлічний (гідромуфта).

Найбільшого поширення набув електричний привід вентилятора, що забезпечує широкі можливості для регулювання.

3.3 Розрахунок системи охолодження

Вихідною величиною для розрахунку елементів системи охолодження є кількість теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в охолоджуюче середовище [1, 7].

Кількість теплоти, що відводиться водою від циліндрів дизеля:

$$Q_a = a \cdot Q_h \cdot g_e \cdot P_e, \text{ кДж/год.}$$

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $a = 0,23 \div 0,27$ – доля тепла, що відводиться в охолоджуючу воду від робочих циліндрів [7];

$q_e = 0,339 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$ – питома витрата газового палива;

$Q_n = 35490 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння газового палива;

$P_e = 100 \text{ кВт}$ – ефективна потужність дизеля.

$$Q_a = 67801,57 \text{ кДж/год.}$$

Кількість води, необхідної для охолодження двигуна:

$$W_u = \frac{Q_a}{c \cdot \Delta t_u \cdot \rho \cdot 3600}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $c = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ – теплоємність прісної води;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної води;

$\Delta t_u = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ – перепад температур води при охолодженні двигуна.

$$W_u = 0,00045 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахункова продуктивність насосу:

$$W_{п.в} = \frac{W_u}{\eta}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\eta = 0,82$ – коефіцієнт подачі насоса;

$$W_{п.в} = 0,00055 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа теплопередаючої поверхні водо - водяного холодильника:

$$F = \frac{Q_a}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2$$

де $k = 100 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{год.} \cdot \text{град.}$ – коефіцієнт теплопередачі від води через матеріал охолоджувача; залежить від конструктивної схеми теплообмінника і діаметра трубок (пластин) [7, с.379].

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{1n} + t_{2n}}{2}, \text{ град}$$

де $t_{2n} = 80^\circ\text{C}$; $t_{1n} = 90^\circ\text{C}$ – температура циркуляційної води на виході та вході в охолоджувач;

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{cp} = 85^{\circ};$$

$$F = 7,98 \text{ м}^2$$

Ємність розширювального бачка в циркуляційному контурі:

$$V_{p.б} = 2 \cdot V_B \cdot \alpha_1 \cdot t_{cp}, \text{ м}^3$$

де V_B – загальна кількість води в системі охолодження;

приймається $0,16 \div 2,1$ л/кВт [2, с.276].

$$V_B = (0,16 \div 2,1) \cdot N_e = 0,16 \cdot 100 = 16 \text{ л} = 0,016 \text{ м}^3$$

$\alpha_1 = 0,00043$ град⁻¹ – коефіцієнт температурного розширення води в системі охолодження.

$$V_{p.б} = 1,17 \text{ л};$$

3.3.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи охолодження

Рекомендовані швидкості води в головній магістралі системи:

$$V_1 = 1 \div 3 \text{ м/с}$$

Приймаємо $V_1 = 1 \text{ м/с}$

Швидкість води у вихідному трубопроводі:

$$V_2 = 2 \div 6 \text{ м/с}$$

Приймаємо $V_2 = 2 \text{ м/с}$

Об'ємна подача насосу: $V_g = \frac{V_g}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с};$

де: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – середня щільність води.

$$V_B = 0,000016 \text{ м}^3/\text{с};$$

Діаметр всмоктуючого трубопроводу: $D_{вх} = \sqrt{\frac{W_u \cdot 4}{\pi \cdot V_1}}, \text{ мм}$

$$D_{вх} = 26,46 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр всмоктуючого трубопроводу $D_{вх} = 30 \text{ мм}$

Діаметр нагнітаючого трубопроводу:

$$D_2 = \sqrt{\frac{W_u \cdot 4}{\pi \cdot V_2}}, \text{ мм}$$

$$D_2 = 18,72 \text{ мм}$$

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо діаметр нагнітаючого трубопроводу $D_2 = 20$ мм

3.3.2 Розрахунок відцентрового водяного насосу

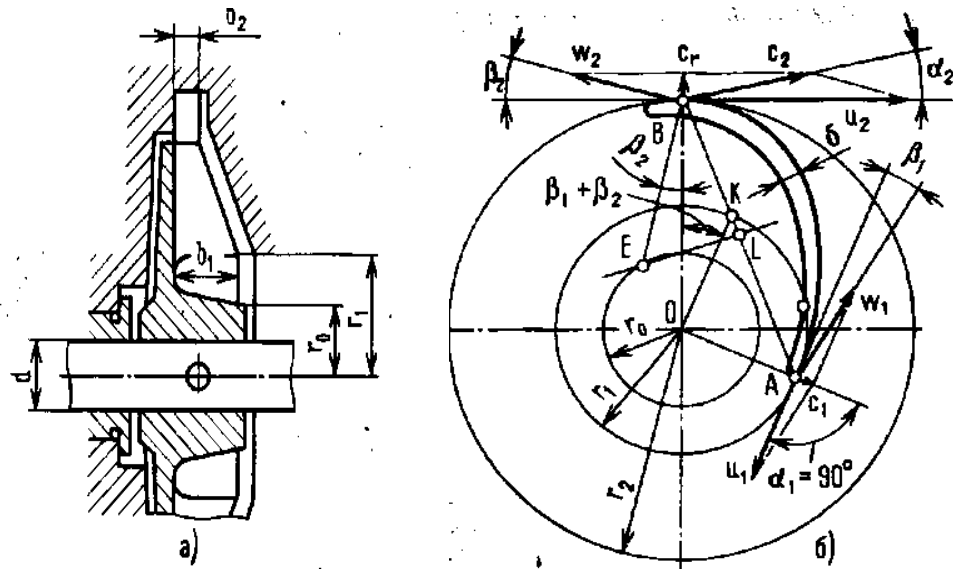


Рисунок 3.5 Розрахункова схема відцентрового насосу

Циркуляційна витрата води в системі охолодження:

$$G_{\text{ж}} = 0,00045 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахункова продуктивність насосу:

$$G_{\text{жр}} = 0,00055 \text{ м}^3/\text{с}$$

Напір, що створюється насосом:

$$p_p = 0,05 \div 0,35 \text{ МПа}$$

Приймаємо напір: $p_p = 0,2 \text{ МПа}$

Середня густина води:

$$\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$$

Частота обертання насосу:

$$n_{\text{в.н}} = 3000 \text{ об/хв.}$$

Радіус входного отвору крильчаті:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.р}}}{\pi c_1}} + r_0, \text{ м}$$

Де $c_1 = 1 \div 2 \text{ м/с}$ – швидкість води на вході в насос; приймаємо $c_1 = 1,7 \text{ м/с}$.

$r_0 = 0,02 \text{ м}$ – радіус маточини крильчаті, м

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$r_1 = 0,022 \text{ м}$$

Окружна швидкість потоку води на виході з колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{p_p}{\rho_{жс} \eta_h}}, \text{ м/с}$$

де $\alpha_2 = 8^\circ$; $\beta_2 = 40^\circ$ - кути між напрямками швидкостей c_2 , u_2 і ω_2 .

$\eta_h = 0,66$ – гідравлічний ККД насосу.

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 8^\circ \operatorname{ctg} 40^\circ} \sqrt{\frac{200000}{1000 \cdot 0,66}} = 18,8092 \text{ м/с}$$

Радіус крильчаті колеса на виході:

$$r_2 = \frac{30u_2}{\pi n_{в.н}}, \text{ м}; \quad r_2 = 0,06 \text{ м}$$

Окружна швидкість входу потоку:

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2} = 6,89 \text{ м/с}$$

Кут між швидкостями c_1 і u_1 приймається $\alpha_1 = 90^\circ$, при цьому:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = 0,247, \text{ звідки} \quad \beta_1 = 13,86^\circ.$$

Ширина лопатки на вході:

$$b_1 = \frac{G_{жс.р}}{(2\pi r_1 - \frac{z\delta_1}{\sin \beta_1})c_1}, \text{ м}$$

де $z = 6$ – число лопаток на крильчаті насосу;

$\delta = 0,004$ – товщина лопаток біля входу, м.

$$b_1 = 0,011 \text{ м}$$

Радіальна швидкість потоку на виході із колеса:

$$c_r = \frac{p_p \operatorname{tg} \alpha}{\rho_{жс} \eta_h u_2} = \frac{200000 \operatorname{tg} 8^\circ}{1000 \cdot 0,66 \cdot 18,8092} = 2,2642 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на виході:

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - \frac{z\delta_2}{\sin\beta_2})c_r}, \text{ м}$$

де $\delta_2 = 0,004$ – товщина лопаток на виході, м.

$$b_2 = 0,009 \text{ м}$$

Потужність, яка споживається водяним насосом:

$$N_{в.н} = \frac{W_{н.в} p_p}{1000 \eta_m}, \text{ кВт}$$

де $\eta_m = 0,9$ – механічний ККД водяного насосу.

$$N_{вн} = 0,64 \text{ кВт.}$$

Радіаторні блоки охолодження мають в своєму складі трубчасті (з оребренням) водо-повітряні секції, в яких охолодження води здійснюється атмосферним повітрям, електричним вентилятором, що подається. Кожен блок охолодження монолітної конструкції, встановлений на одній загальній рамі. Радіаторні секції забезпечені патрубками підведення і відведення і води. Радіаторний блок внутрішнього контуру має дві секції з двома електровентиляторами загальною потужністю 6 кВт, а блок зовнішнього контуру - одну секцію з двома електровентиляторами загальною потужністю 3 кВт. З боку електровентиляторів блок закритий спеціальними дифузоров, захисним кожухом, що служить, для коліс вентиляторів.

Основні технічні характеристики радіатора зовнішнього контуру

1. Поверхня теплообміну воздухонагревателя - 179 м².
2. Температура води на вході у воздухонагреватель першого контуру, max - 85 °С.
3. Температура води на вході у воздухонагреватель другого контуру, max - 50 °С.
4. Витрата води в контурі охолодження дизеля - 24000 кг/час.
5. Витрата води в контурі охолодження наддувочного повітря і масла - 24000 кг/час
6. Продуктивність осьового вентилятора - 12000 м³/ч.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Габаритні розміри боку РСО, мм:

- довжина - 710 мм ;
- ширина - 1110мм ;
- висота - 2075мм.

8. Маса блоку РСО - 220 кг

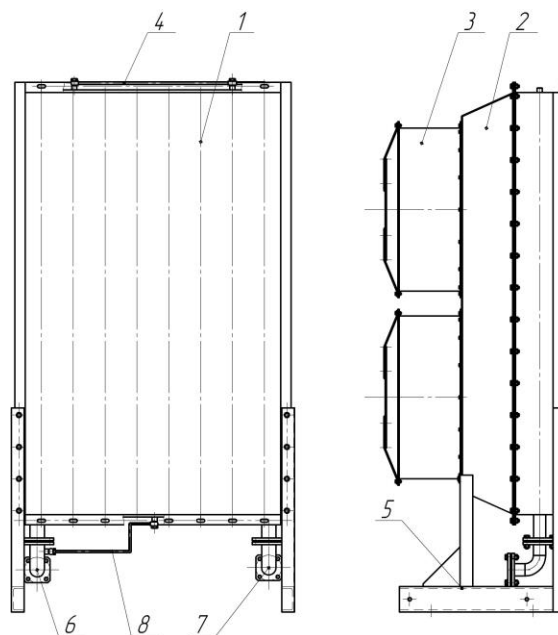


Рисунок 3.1 Радіаторний блок охолодження (зовнішнього контуру)

1-секція блока охолодження; 2-диффузор; 3-вентилятор; 4-паровидвідна трубка; 5-підставка; 6-патрубок підводу; 7-патрубок відвідний; 8-зливна трубка;

Основні технічні характеристики радіатора внутрішнього контуру

- 1.Поверхня теплообміну воздухонагревателя - 358 м².
- 2.Температура води на вході у воздухонагреватель першого контуру, max - 85 °С.
- 3.Температура води на вході у воздухонагреватель другого контуру, max - 50 °С.
- 4.Витрата води в контурі охолодження дизеля - 24000 кг/час.
- 5.Витрата води в контурі охолодження двигуна - 24000кг/час
6. Продуктивність осьового вентилятора -17000 м³/ч.
7. Габаритні розміри боку РСО, мм:

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

- довжина - 710 мм ;
- ширина - 1110мм ;
- висота - 2075мм.

8. Маса блоку РСО - 570 кг

3.4 Висновок по розділу 3

В третьому розділі кваліфікаційної роботи було виконано опис існуючих систем охолодження двигуна. Проаналізовано переваги та недоліки та обрано схему системи охолодження для двигуна 6ГЧН12/14 (водо - повітряну, закритого типу). Проведено розрахунок системи охолодження, гідравлічний розрахунок трубопроводів системи охолодження та розрахунок відцентрового водяного насосу.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива й масла

Пари палива й масла проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів. За ДСТ 12.1.005 – 76 установлені припустимі границі концентрації пар газового палива – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. По СНіП 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 . Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпека

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції. Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1 .

Санітарні норми шуму.

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2 .

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Ne^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{Дб};$$

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 600 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 5500 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 550^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 84,83 \text{ Дб};$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ГЧН 25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_n \cdot Ne^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Ne}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Ne}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{n}{n_n} \right), \text{ Дб};$$

де m – маса двигуна, m = 1200 кг;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{600 \cdot 550^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 550}{1200} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1200}{550}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{600}{600} \right) = 62,81 \text{ Дб};$$

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

До обслуговування і експлуатації двигун-генераторів допускаються особи:

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- що мають необхідні навички і технімум по обслуговуванню і експлуатації двигун-генераторів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації газового устаткування і мають посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охорони праці і пожежної безпеки.

Заходи безпеки

У період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигун-генераторів необхідно дотримуватися вимоги техніки безпеки, охорони праці і пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати і дотримувати наступного:

1. Машинне відділення повинне мати медичну аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах і отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх вміст і готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
2. За допомогою приладів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинного залу.
3. При ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу і стислого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного керування вивісити попереджувальні таблички, які застерігають про те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні і його майданчиках не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування. Пролите мастило або вода повинні бути негайно прибрані.
4. Паливна система непрацюючого двигун-генератора повинна бути перекрита від подачі газу і під'єднана до атмосфери через «свічку».
5. Перед пуском двигун-генератора перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів і газової апаратури мильним розчином. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим полум'ям.
6. Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих меж - виявляти і усувати несправність.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						71
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше ніж через 15 хвилин після зупинки газо-генератора.

8. Машинне відділення повинне бути забезпечене природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна закривати.

9. При поміченій несправності необхідно зупинити працюючий газо-генератор і усунути несправність.

10. Перед шафами управління повинні бути встановлені гумові килимки, на яких обслуговуючий персонал повинний знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафі.

11. При роботі в картері двигуна використовувати переносні електролампи напругою 6-36 В. електролампа повинна бути захищена металевою сіткою.

12. У машинному відділенні забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.

13. Газо-генератор і його основні частини: електрогенератор, дроти, кабелі і розподільні пристрої (шафі) – регулярно (щонеділі), а двигун щоденно, очищати від палива, мастильних речовин, пилу.

14. У нічні години при ремонті повинне бути забезпечене хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за свідченнями приладів під годину відключення освітлювальної мережі.

15. При експлуатації газового двигуна в машинному відділенні рекомендується носити облягаючий одяг.

16. Особи, що обслуговують газо – генератор (працюючий) з рівнем шуму вище 85 дБа повинні мати засоби індивідуального протишумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78.

17. При появі ознак детонації (різкі стукоті) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- обтирати рухомі і деталі, що обертаються, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- відкривати декомпресійні крани на працюючому двигуні без приєднаних до них вимірювальних приладів;
- працювати в шафах управління, що знаходяться під напругою;
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом на працюючому газо – генераторі і за наявності напруги живлення на регуляторі швидкості на зупиненому газо – генераторі.

4.3 Охорона навколишнього середовища

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

- а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);
- б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						73
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У відпрацьовані гази входить більше 1000 різних шкідливих речовин, які чинять негативний вплив на довкілля. Серед них є: оксид вуглецю, вуглеводні, альдегіди, канцерогенні речовини, оксиди азоту, сполуки сірки, тверді частинки, сполуки свинцю.

До основних забруднювальних речовин, які утворюються в атмосфері, відносять речовини, що виникають у результаті термохімічних і фотохімічних реакцій. Переважно це речовини, які утворюються в результаті фотохімічних реакцій і утворюють фотохімічні тумани. Джерелом їх утворення, в основному є відпрацьовані гази. Утворюються ці речовини у атмосфері під впливом сонячного ультрафіолетового випромінювання.

Дослідження щодо впливу СО на рослинний світ довели, що за концентрації СО нижче 0,01% такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких випадках досліджень порушувалось утворення пилку.

Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						74
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

Численними дослідженнями встановлено, що один із вуглеводнів – етилен – негативно впливає на рослини, викликаючи симптоми раннього старіння, хронічні ураження, відпадання квіток та плодів, припинення росту.

Для зменшення шкідливих факторів на навколишнє середовище від роботи двигуна та забезпечення відповідності екологічним нормам Євро-3, передбачається встановлення в системі випуску вихлопних газів каталітичного нейтралізатора. Нейтралізатор має окислювальний та відновлювальний каталізатори, які прискорюють процес перетворення вуглеводнів та окису азоту в нетоксичні з'єднання. Окислювальним каталізатором є платина, яка сприяє окисленню вуглеводнів у водяний пар та двоокис вуглецю. Відновлювальний каталізатор – родій, що прискорює реакцію відновлення окису азоту в нешкідливий азот.

4.4 Висновок по розділу 4

В розділі охорони праці та навколишнього середовища проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна. Розраховано рівень шуму та вібрації двигуна 6ГЧН25/34, запропоновані заходи та засоби для їх зменшення. Розроблено ряд заходів для зменшення негативного впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						75
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена відповідно завдання кваліфікаційна робота містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по проектуваному газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і розробку конструкції водяного насоса. Робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 4 листа формату А1.

В першому розділі роботи наведено опис будови двигуна - прототипу та його технічні характеристики. Конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на листі графічної частини проекту.

У другому розділі по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=550\text{кВт}$) виконані розрахунки параметрів робочого циклу проектуваного газового двигуна 6ГЧН 25/34. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі знайшли розрахунки елементів блоку системи охолодження. В графічній частині проекту розроблені складальне креслення блоку охолодження, а також схема системи охолодження.

Враховуючи те, що проектуваний газовий двигун 6ГЧН25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину роботи відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Література

1. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л.,1969 . – 640с.
2. ДВС: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд.-М.: Машиностроение, 1985. – 455 с.
3. Доценко С. М., Бельський Ф. В. Григоренко В. О. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згорання». - Первомайськ: ППІ – 36 с.
4. Дизели ряда 6Ч12/14 и агрегаты. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 452.10.01-76-ТОР.: В/О Энергомашэкспорт. – 124с.
5. Кираковский Н.Ф. Ремонт и монтаж стационарных ДВС. К.; М.: Машгиз, 1955, – 511 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей.– М.: «Высшая школа», 1980. (CD - диск)
7. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колерова Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
9. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дяченко. «Машиностроение» Л., 1974

					ПФ НУК 142.54.21.11 ПЗ	Лист
						77
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		