

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка удосконаленої конструкції шатунно-поршневої групи газового двигуна потужністю 620 кВт.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-20з

_____ ***Марченко Р. О.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Доценко С. М.***

(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Наведено обґрунтування вибору конструкції поршня з додатковим маслоз'ємним кільцем на юбці поршня. Також проведений аналіз конструкції поршнів двигуна – прототипа та виявленні основні недоліки при їх роботі. За результатами аналізу та на основі опрацювання літератури було запропоновано змінити конструкцію поршня з метою забезпечення положення поршня, співвісне до осі циліндра за рахунок встановлення додаткового маслоз'ємного кільця.

Проведенні розрахунки на міцність підтвердили можливість застосування конструкції поршня з додатковим маслоз'ємним кільцем для газового двигуна потужністю 620 кВт при частоті обертання колінчатого валу 600 хв⁻¹.

Ключові слова: газовий двигун, поршнева група, поршень, маслоз'ємне кільце, показники двигуна.

Annotation

The rationale for choosing a piston design with an additional oil-detachable ring on the piston tube is given. Also, the analysis of the design of the engine pistons – the prototype and the identification of the main shortcomings in their operation. Based on the results of the analysis and on the basis of the study of the literature, it was proposed to change the design of the piston in order to ensure the position of the piston, coaxial to the axis of the cylinder by installing an additional oil-detachable ring.

Carrying out strength calculations confirmed the possibility of using a piston design with an additional oil-detachable ring for a gas engine with a capacity of 620 kW with a crankshaft rotation of 600 min⁻¹.

Keywords: gas engine, piston a group, piston, oil detachable ring, engine performance.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА	7
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції проектного двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	16
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу	16
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	30
2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна	37
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	41
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ	43
3.1 Обґрунтування вибору конструкції	43
3.2 Розрахунки поршня, що підтверджують працездатність розробки	45
3.3 Висновок	48
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	50
4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища	50
4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище	53
ВИСНОВКИ	61
ЛІТЕРАТУРА	63
ДОДАТКИ:	
1. Повздовжній переріз двигуна СК Ф-А 1	
2. Поперечний переріз двигуна СК Ф-А 1	
3. Шатунно-поршнева група СК Ф-А1	
4. Поршень РК Ф-А1	
5. Специфікація двигуна Ф-А 4	
6. Специфікація ШПГ Ф-А 4	

					<i>ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Марченко Д.</i>						
<i>Перевірив</i>		<i>Доценко С.М</i>					<i>З</i>	
						<i>54-ЕМ-20з</i>		
<i>Н. контр.</i>		<i>Доценко С.М</i>						
<i>Затвердив</i>		<i>Нестеренко ВВ</i>						

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони будуть джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається розширення їх вдосконалення. Тому перед двигунобудівними підприємствами стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згорання – циклічний тепловий двигун, що, як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згорання високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами[1].

Першими двигунами внутрішнього згорання які працювали на газовому паливі, були двотактні двигуни французького механіка Ленуара, який працював на світильному газі, без попереднього стиску робочої суміші. Коефіцієнт корисної дії цього двигуна був приблизно 4,5%.

Розвиток двигунобудування супроводжувалося розробкою питань теорії робочого процесу і конструкції двигунів. Теорію розрахунку теплового процесу двигунів внутрішнього згорання розробив професор МВТУ В.І. Гринивецький. В 1907 році він надрукував монографію «Тепловий розрахунок робочого процесу ДВЗ». Запропонований ним метод розрахунку робочого процесу був покладений в основу сучасної теорії процесів ДВЗ[2].

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик сучасних поршневих двигунів.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигуни типу 6 ГЧН 25/34, які працюють на газоподібному паливі, були створенні на базі дизельних двигунів 6 ЧН 25/34 и 8 ЧН 25/34 і показали високу надійність роботи на стаціонарних електростанціях в судновій енергетиці на судах різного типу в якості головних та допоміжних двигунів. Більшість двигунів відпрацювало по 80000...100000 мотогодин і продовжують експлуатуватися до сьогоднішнього часу [3].

В двигунах-генераторах підприємства "Первомайськдизельмаш" в якості моторного палива використовують різноманітні види паливних газів: природний газ, супутний газ, шахтний газ-метан, біогаз, генераторний газ. Такі установки відрізняються мінімальними рівнями вібрації і шуму, що дає можливість розміщення таких станцій в безпосередній близькості біля споживача.

Основним недоліком газових двигунів є більш низький ефективний коефіцієнт корисної дії (на 5-10 % в порівнянні з дизелями), та більш високі температурні навантаження. Також використання газоподібного палива дозволить збільшити моторесурс енергетичної установки за рахунок зменшення зносу циліндро-поршневої групи та збільшення строку служби масла. Важливий екологічний ефект забезпечують власні характеристики природного та інших газів, а саме відсутність оксидів сірки, незначна кількість NO_x , і понижене виділення CO при згорянні.

Мета роботи - дослідження можливості підвищення ефективності роботи газового двигуна 6 ГЧН 25/34 за рахунок зміни конструкції поршня да встановленням додаткового маслорозподільного кільця.

Завданням роботи є аналітичним методом провести тепловий розрахунок робочого процесу двигуна, розрахувати та побудувати індикаторні діаграми, перевірити тепловий баланс підведеної та відведеної теплоти. Також провести розрахунок поршня на міцність при зміні його конструкції.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єкт дослідження - Стационарний двигун-генератор Двга-500-1 складається з газового двигуна 6 ГЧН 25/34 і генератора СГС 800F-10Н1. Стационарні двигун-генератори як джерело електричної застосовуються у всіх галузях промисловості, де потрібна електроенергія.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Стаціонарні двигун-генератори як джерело електричної застосовуються у всіх галузях промисловості, де потрібна електроенергія. Це: нафтові й газові комплекси, скляні, хімічні заводи, підприємства харчової промисловості й сільського господарства, ліспромгоспи й деревообробні підприємства, віддалені промислові й робітничі селища, що не мають централізованого постачання електроенергією й ін.

Згідно завдання, проектований двигун повинен застосовуватися, як первинний двигун для приводу електрогенератора змінного струму. Пропонується робота двигуна на паливі - природному газі, що утворився в надрах землі. Природний газ є корисною копалиною. Часто є побічним газом при видобутку нафти. Природний газ у природніх умовах знаходиться в газовому стані у вигляді окремих скупчень (газові поклади) або у вигляді газової шапки нафтогазових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті або воді (у пластових умовах), а в стандартних умовах (0,101 Мпа і 20°C) – тільки в газовому стані. Також природний газ може знаходитися у вигляді газогідратів.

Газові двигун-генератори можуть застосовуватися на об'єктах, що мають централізоване постачання природним газом, а також на нафтових родовищах з використанням попутного нафтового газу; на вугільних промислах з використанням шахтний газ-метану; на підприємствах, що розташовують органічними й деревними відходами для одержання й використання генераторного газу тощо.

Двигун працює в парі з генератором змінного струму СГС 800F-10Н1 для виготовлення змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи із промисловою електромережою або автономною роботою при відключенні

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

промислової мережі, а також для комбінованого виробництва електричної й теплової енергії.

1.2 Опис конструкції проектного двигуна

Потужність експлуатаційна, <i>кВт</i> :	620
Число обертів колінчатого валу, <i>хв.⁻¹</i> :	600
Кількість циліндрів	6
Розташування циліндрів	Рядне
Діаметр циліндра (номінальний), <i>мм</i>	250
Хід поршня, <i>мм</i>	340
Годинна витрата газу при номінальній потужності, <i>м³/год</i>	160+16
Питома витрата мастила на угар <i>г/кВт · год</i>	1,45
Габаритні розміри двигуна, <i>мм</i> :	
Довжина	5220
Ширина	1900
Висота	2770
Маса двигуна, <i>кг</i>	17200

Газовий двигун-генератор Двга-500-1 складається з газового двигуна 6ГЧН 25/34 і генератора СГС 800F-10Н1, змонтованих на загальній рамі. З'єднання колінчатого вала двигуна з ротором генератора - тверде фланцеве.

Окремо від двигун-генератора в приміщенні електростанції встановлюється наступне допоміжне устаткування:

- Шафа керування З-500-0,4 з вбудованими приладами системи контролю й керування;
- Шафа УКН-500-0,4 з генераторним автоматом, роз'єднувачем і з 6 автоматами розподілу навантаження (за узгодженням із проектантом);
- Бачок води розширювальний;
- Бак масла з відцентровим фільтром;

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

- Пусковий балон;
- Автоматизований компресор з електроприводом для підкачування пускового балона;
- Блок газової апаратури;
- Водогрійний теплообмінник-утилізатор теплоти вихлопних газів;
- Глушник.

Двигун укомплектований турбокомпресором типу РТ 154, виробництва фірми "Велка Битеш" (Чехія) і електронним регулятором швидкості фірми "Heinzmann" (Німеччина).

Система подачі газу складається з: змішувача газу й повітря, блоку редукторів і газових клапанів.

Система запалювання виробництва фірми "Motortech" (Німеччина), складається з: свіч запалювання, встановлених у кришках циліндрів, високовольтних котушок, високовольтних проводів, електронного блоку.

Система мащення базового двигуна – комбінована, циркуляційна, під тиском, з вільним зливом масла в раму й відкачуванням в окремо розташований маслобак. На двигуні встановлений двосекційний масляний насос. Перша секція насоса - нагнітає масло через фільтр у двигун, друга секція – відкачує масло з картера в маслобак. З порожнини фундаментної рами двигуна масло через сітчастий фільтр надходить у відкачуючу секцію шестерного масляного насоса і подається через фільтр грубого очищення у розхідний масляний бак. Відтіля нагнітаюча секція насоса подає масло через другий фільтр грубого очищення і холодильник у головну масляну магістраль. Рівномірно масло проходить через фільтр тонкого очищення. Перед пуском до поверхонь тертя масло подається ручним поршневым насосом.

Система охолодження двигуна водяна двоконтурна, складається з навішаних на двигун двох водяних насосів внутрішнього й зовнішнього контурів, охолоджувача газо - повітряної суміші, охолоджувача масла, охолод-

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

жувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води й розширювального бачка. Циркуляція води в сорочці двигуна створюється одним відцентровим насосом, а іншим прокачується забортна вода через холодильники води й масла.

Двигун і турбокомпресор проохолоджуються циркулюючою водою внутрішнього контуру, а газо - повітряна суміш, масло й вода проохолоджуються у відповідних охолоджувачах проточною водою зовнішнього контуру. Для охолодження другого контуру застосовуються градирні, вентиляторні міні-градирні або другий контур системи охолодження включається в схему опалення й гарячого водопостачання при утилізації тепла. Двигун-генератор може комплектуватися теплообмінником утилізаційним водогрійним теплоти вихлопних газів.

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами призначена для збору масла, яке стікає з деталей тертя, і масло після охолодження поршня.

В постелях, розташованих в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

Двигун має сім рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати зі сторони маховика, упорний.

З обох сторін по всій довжині фундаментна рама має приливні лапи з отворами для болтів кріплення двигуна до фундаменту.

Зі сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та масляних насоси, а зі сторони маховика – кожух фланця колінчастого валу з масловідбивним кільцем та сальниковим ущільнюванням.

В днищі, з двох кінців фундаментної рами є два зливних отвори, до яких кріпиться два зливних трубопроводи.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

На бокових стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на яких встановлюються масло-заспокійливі сітки.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладається ущільнювальний гумовий шнур.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами.

Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками.

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень привода розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами.

Рамовий підшипник. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Вкладиші сталеві-бабітові. Від обертання і осевого зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній край втулки не закріплений. Верхній бурт втулки високий та товстостінний. В ньому розташовані свердлення під нахилом по всьому колу втулки, які призначені для протікання охолоджуючої рідини. На кінці бурта розташована кільцева виточка для ущільнювального гумового кільця. Під час роботи двигуна, втулки змащуються маслом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,30...0,33 мм. На днищі кришки є бурт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під бурт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна. На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

Впускні та випускні клапани відрізняються за конструкцією. У випускних клапанів перехід від тарілки до штоку виготовлений у вигляді приступу, а у впускного плавно. При установці клапанів необхідно звернути на це увагу та встановити в отвори, які їм відповідають. Впускні та випускні клапани ви-

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		12

готовлені з жаростійкої сталі. Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притиснуті до них зовнішньою та внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружини втираються в тарілку, яка з'єднана зі штоком клапана конусним розрізним замком.

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

Колінчастий вал сталевий, суцільний, має вісім рамових, шість шатунних шийок. Для двигуна 6ГЧН 25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до одного під кутом 120° . Таким чином, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого та четвертого циліндрів мають попарно однакові напрямки.

Масло з канавок рамових підшипників надходить до шатунних підшипників по каналам, які з'єднують рамові шийки з шатунними, минаючи внутрішні порожнини шийок.

Свердлення в останній рамовій шийці глухе, служить для встановлення спеціального пристрою, за допомогою якого зайвий вкладиш рамового підшипника викочують. Для викочування вкладишів останніх підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні привода масляного та водяного насосів, приводи первинного перетворювача тахометра К18031.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі, штампований. Стержень шатуна двотаврового перерізу має масляний канал, по якому з нижньої головки до верхньої надходить масло. Верхня голівка шатуна має скоси.

У розточку верхньої головки шатуна запресована втулка, яка являється головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки виготовлена шліцьова канавка. Масло з каналу в стержні шатуна надходить до кільцевої канавки у верхній головці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовленні зі сталєбабіту. Від провертання та осьового зміщення вкладиші утримуються шатунними шпильками.

Вкладиші мають перевищення розміру по площині роз'єму в кришці, дякуючи чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишу.

Поршень та шатун з'єднуються сталевим пустотілим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від вістового зміщення палець втримується стопорними кільцями, які встановлені в кільцевих канавках внутрішніх бобиках поршня.

На кінцях поршневого пальця встановлено заглушки, які на зовнішньому діаметрі мають кільцеву канавку установки ущільнювальних кілець. Заглушки утримуються пружинними стопорними кільцями. Одна з заглушок має в центрі різьбовий отвір для зняття їх з поршневого пальця. Поршень охолоджується маслом, яке з шатунної шийки крізь масляні канали подається до поршневого пальця.

Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобишках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня.

Залишки масла крізь отвір в голівці поршня стікають в картер. На поршні виконано чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійні кільця, а в нижній маслосборне кільце.

Компресійні кільця мають в розрізі прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслосборні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками.

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Система пуску - пневматична, подачею в циліндри стисненого повітря тиском 25-30 кгс/см²; складається з пускового балона, автоматизованого компресора підкачування пускового балона, головного пускового клапана, повітророзподільника золотникового типу й пускових клапанів на кришках циліндрів.

Паливо. Для роботи газового двигуна застосовується природний газ відповідно ДО ДЕРЖСТАНДАРТУ 5542-87 або інший паливний газ із тиском перед двигуном на вході в редуктор від 0,1 до 4,0 кгс/см². Фракційний склад іншого паливного газу (нафтовий попутний газ, шахтний газ-метан, біогаз, генераторний газ і ін.) і його параметри узгоджуються із заводом-виробником двигуна для кожного випадку постачання.

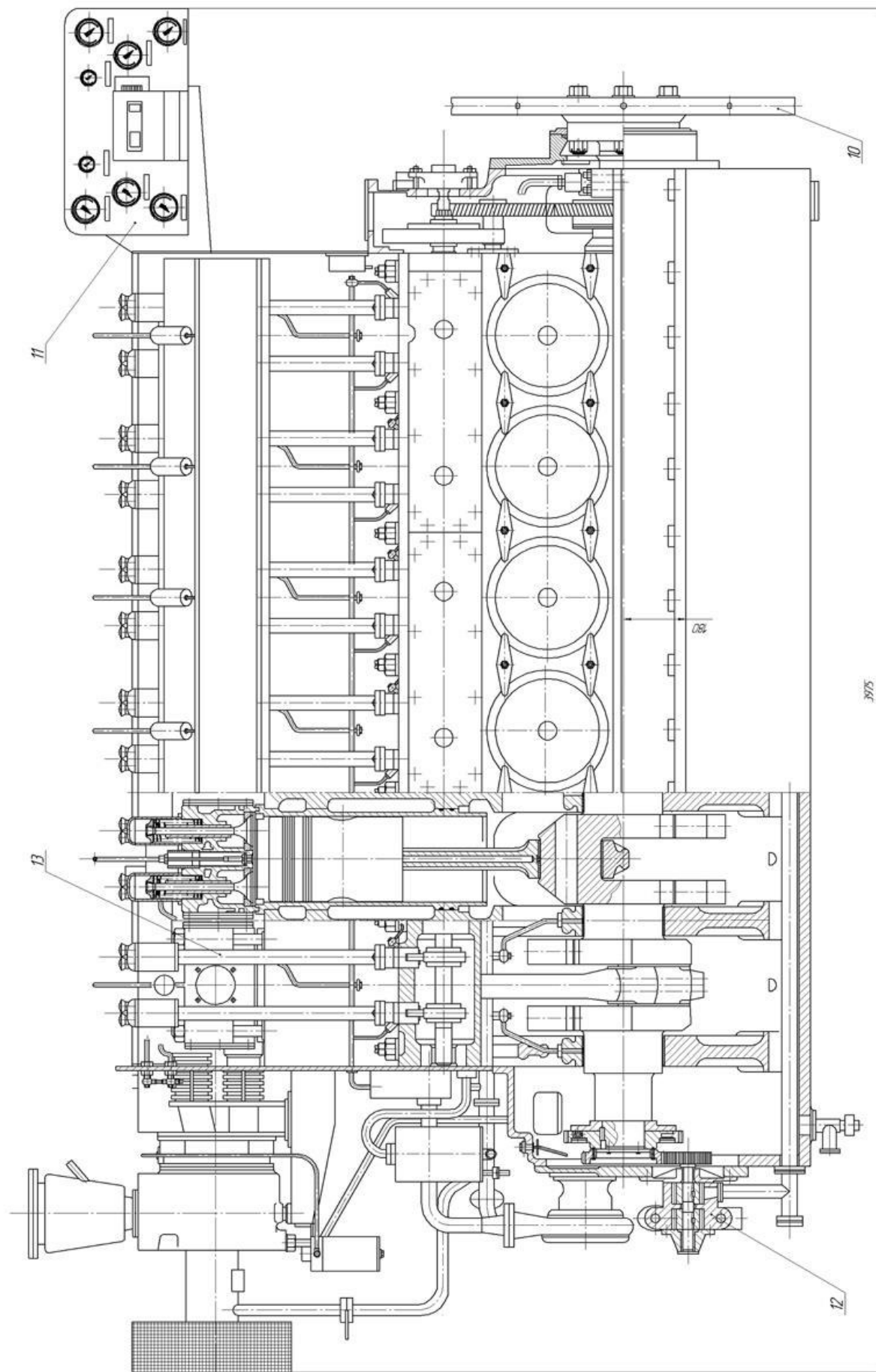
Природний газ є корисною копалиною. Часто є побічним газом при видобутку нафти. Природний газ у пластових умовах (умовах залягання в земних надрах) знаходиться в газовому стані у вигляді окремих скупчень (газові поклади) або у вигляді газової шапки нафтогазових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті або воді (у пластових умовах), а в стандартних умовах (0,101325 Мпа і 20 °С) — тільки в газовому стані. Також природний газ може знаходитися у вигляді газогідратів.

Хімічний склад

Основну частину природного газу складає метан (CH₄) — до 99 %. До складу природного газу можуть також входити більш важкі вуглеводні:

- етан (C₂H₆),
- пропан (C₃H₈),
- бутан (C₄H₁₀)
- водень (H₂),
- сірководень (H₂S).

					ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

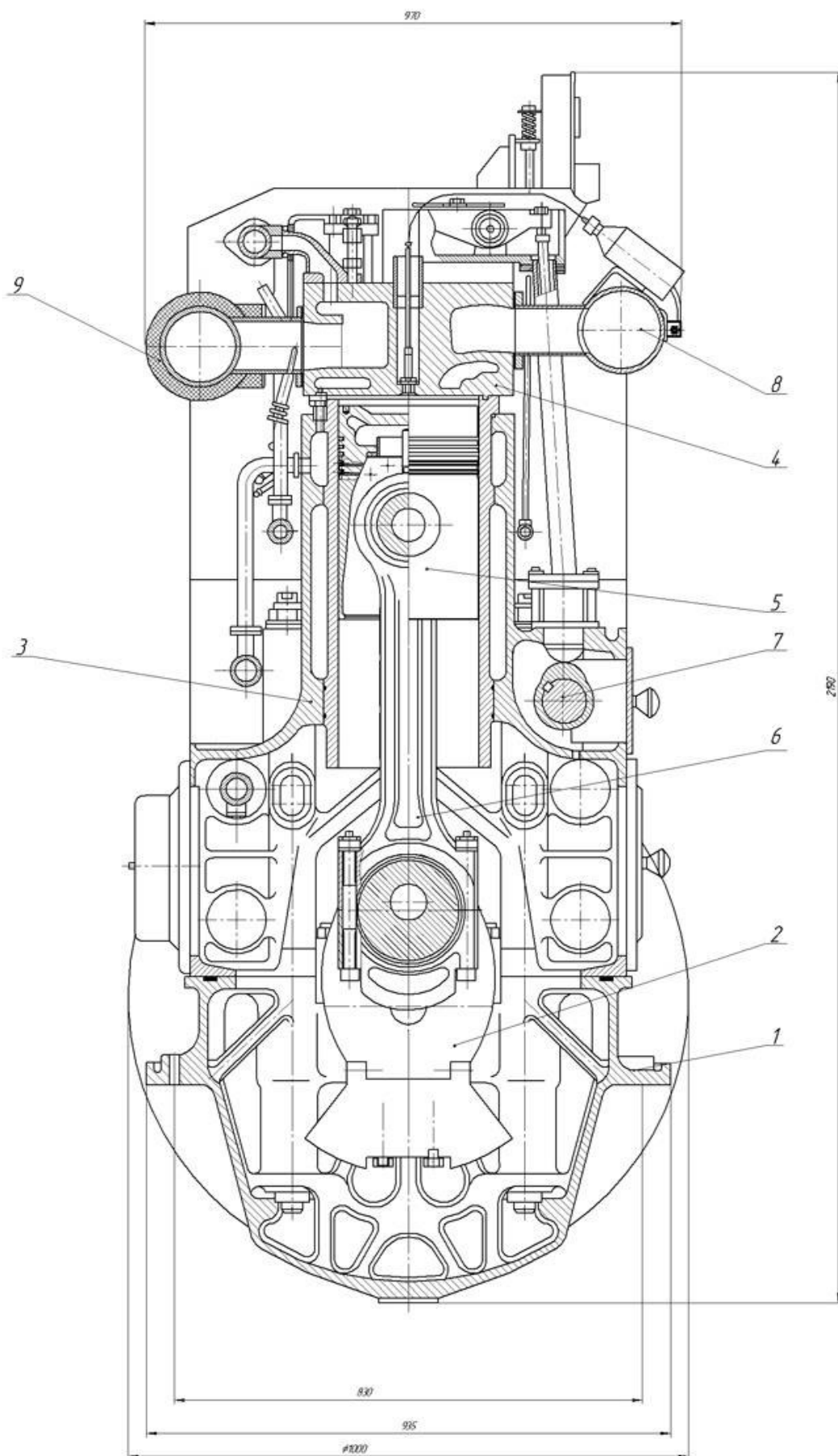


Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ

Арк.

16



Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.54.23.07. ПЗ

Арк.

17

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу

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

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга. Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу [1-2]:

- *Тиск та температура навколишнього середовища*

Тиск та температуру для розрахунку приймаємо $P_o=0,103$ МПа, $T_o=293$ К, при зменшенні температури та тиску навколишнього середовища впливає на потужність двигуна.

- *Тиск наддуву*

Наддув є радикальним способом збільшення масового наповнення циліндра свіжим зарядом та при цьому збільшення потужності двигуна. Тиск наддуву для газових двигунів знаходиться в межах $P_n=0,13...0,3$ МПа. Тиск наддуву приймаємо рівний $P_n=0,210$ МПа, [1,2].

- *Підігрів свіжого заряду*

Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT залежить від умов охолодження робочого циліндра, частоти обертання, навантаження сприймаючого двигуном та конструктивними особливостями двигуна. Значення підігріву свіжого заряду для високооберткових двигунів складає $\Delta T=5...20$ К, [1,2]. Приймаємо для розрахунку $\Delta T=5$ К.

- *Температура залишкових газів*

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Температура випускних газів T_r , яка визначає показники роботи та потужності турбіни. Із-за складностей які спостерігаються в випускному колекторі процесів важко точно визначити її значення. По дослідним даним температура T_r для СОД лежить в межах $T_r=600\ldots900$ К, [1,2]. Приймаємо для розрахунку $T_r=800$ К.

- *Тиск залишкових газів*

В силу неприливної зміни швидкості поршня та зміни прохідного перетину клапана тиск газів в циліндрі при виштовхуючому ходу поршня неприливо змінюється. Коливання тиску залежить від багатьох чинників, в тому числі від навантаження, числа обертів, опору газовипускної системи, фаз газорозподілу. Тиск залишкових газів знаходиться із виразу $P_r=(0,85\ldots1,15)P_n$, МПа [1]. Приймаємо для розрахунку $P_r=0,18$ МПа.

- *Ступінь попереднього розширення*

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 обертових двигунів $\lambda=2,4\ldots2,9$ [2]. Приймаємо: $\lambda=2,7$.

- *Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми*

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\zeta=0,90\ldots0,96$ – приймається в цілях наближення теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу до дійсної. Приймаємо для розрахунку $\zeta=0,95$ [1].

- *Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»*

Зростання коефіцієнта використання тепла залежить від таких факторів, як вдосконалення процесу сумішоутворення, однорідності робочої суміші, вищої швидкості поширення фронту полум'я. Із зменшенням навантаження на двигун ζ_z зменшується. При збільшенні числа обертів відносна тепловіддача у стінки циліндрів зменшується, але в той момент значно зростає догоряння при розширенні; в результаті такого двохстороннього впливу числа обертів ζ_z почне зменшуватися, так як догоряння надає сильного впливу. Коефіцієнт використання

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

теплоти в точці «z» лежить в таких межах 0,7-0,85, [1-2]. Приймаємо для розрахунку $\zeta_z=0,85$.

Вид палива – природний газ. Склад природного газу[1]:

Метан $CH_4 = 93\%$;

Етан $C_2H_6 = 1,3\%$

Пропан $C_3H_8 = 1\%$

Бутан $C_4H_{10} = 0\%$

Пентан $C_5H_{12} = 0\%$

Двоокис вуглецю $CO_2 = 2,6\%$

Оксид вуглецю $CO = 0,5\%$

Азот $N_2 = 1,5\%$

Кисень $O_2 = 0\%$

Водень $H_2 = 0,1\%$

Нижча теплота згоряння палива [1,2]:

Нижча теплота згоряння газового палива приймаємо $Q_n = 34000 \text{ кДж/м}^3$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2. Розрахунок робочого процесу газового двигуна [2]

2.2.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	620 кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	600 хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250 мм
Хід поршня	$S =$	340 мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	11
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,5
Число циліндрів	$I =$	6
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4

2.2.2 Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_H =$	210 кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100 кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	5
Тиск залишкових газів	$P_r =$	180 кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,7
Середнє значення показника політропи:		
стиску	$n_1 =$	1,35
розширення	$n_2 =$	1,25
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34000 кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в%	В об'ємних долях
метан	$CH_4 = 93$	$R_{CH_4} = 0,93$
етан	$C_2H_6 = 1,3$	$R_{C_2H_6} = 0,013$
пропан	$C_3H_8 = 1$	$R_{C_3H_8} = 0,01$
бутан	$C_4H_{10} = 0$	$R_{C_4H_{10}} = 0$
пентан	$C_5H_{12} = 0$	$R_{C_5H_{12}} = 0$
вуглекислота	$CO_2 = 2,6$	$R_{CO_2} = 0,026$
оксид вуглецю	$CO = 0,5$	$R_{CO} = 0,005$
азот	$N_2 = 1,5$	$R_{N_2} = 0,015$
кисень	$O_2 = 0$	$R_{O_2} = 0$
водень	$H_2 = 0,1$	$R_{H_2} = 0,001$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2.3 Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

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

$$L_0 = 9,3262 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0$$

$$M_1 = 14,989 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = CO + \sum (n C_n H_m) + CO_2,$$

$$M_{\text{CO}_2} = 1,017 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O: } M_{\text{H}_2\text{O}} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m),$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 1,939 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0,$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,9793 \text{ кмоль/кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2,$$

$$M_{\text{N}_2} = 11,067 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 15,002 \text{ кмоль/кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,0125 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0008$$

2.2.4 Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_H = 386,99 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{int} = T_H - (10 - 50^0)$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{int} = 356,99 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 354,52 \text{ K}$$

де $T_{газ} = 320 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_H$ тиск в кінці впуску.

$$P_d = 189 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = 0,0426$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,8917$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 377,52 \text{ K}$$

2.2.5 Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 4812,2 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 873,83 \text{ K} \quad t_c = 600,8^\circ \text{C}$$

2.2.6 Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0008$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi_z \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta \cdot m C_{v_m} \cdot t_z - (m C_{v_m_{cm}}) \cdot t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

$$R_{CO_2} = 0,0678$$

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

$$R_{H_2O} = 0,1293$$

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

$$R_{O_2} = 0,0653$$

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

$$R_{N_2} = 0,7377$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

$$m C_{v_m} = R_{O_2} \cdot m C_{v_{O_2}} + R_{N_2} \cdot m C_{v_{N_2}} + R_{H_2O} \cdot m C_{v_{H_2O}} + R_{CO_2} \cdot m C_{v_{CO_2}}$$

$$\text{для } O_2: m C_{v_{O_2}} = 23,664 + 159,1 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } N_2: m C_{v_{N_2}} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } CO_2: m C_{v_{CO_2}} = 41,3405 + 242,8 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$\text{для } H_2O: m C_{v_{H_2O}} = 26,67 + 443,8 \times 10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_m = a + bx10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

де:

$$a = 24,299$$

$$b = 183,06$$

Теплоємність газового палива.

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

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67,00 + 11920 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255 \times 10^{-5} \times t_c \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

$$mCv_{zn} = 42,708 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{cm} = a + bx10^{-5} \times t_z \quad \text{кДж/(кмоль} \times \text{К)}$$

де:

$$a = 24,054$$

$$b = 7,4791$$

де $mCv_{nov} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} \times t_c$ - мольна теплоємність повітря.

Максимальна температура процесу згоряння.

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 183,2$$

$$B = 24,319$$

$$C = 55903$$

Звідки:

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

$$t_z = 1998 ^\circ C$$

$$T_z = 2271 K$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 12517 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,601$$

$$\Delta\lambda = 3,6663 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2.7 Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 11$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\epsilon} = 624,8 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{К}$$

$$T_{\epsilon} = 1247 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 980,54 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 823,6 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = 2,95$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.2.8 Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1402,7 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 0.37 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c}$$

$$\eta_i = 0,4813$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,22 \text{ м}^3 / \text{кВт} \text{ год}$$

2.2.9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.05 + 0.0155 \times C_{\Pi}, \text{кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$C_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} \times n}{30}, \text{м} / \text{с}$$

$$S_{\Pi} = 0,34 \text{ м} \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$C_{\Pi} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 155,4 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1247,3 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,8892$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,428$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M}, \text{ м}^3 / \text{квт} \times \text{год}$$

$$g_e = 0,2474 \text{ м}^3 / \text{квт} \text{ год}$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 153,38 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.2.10 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.

$$V_{st} = 99,411 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,569 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{ПП}}}{d_{\text{ПП}}}$$

$$d_{\text{ПП}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,44 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,23 \text{ мм}$$

2.2.11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

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

$$V_s = 16,681 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 624,22 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 622,11 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,68 \%$$

Так як значення $\Delta < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі за допомогою програми [2].

Порядок визначення масштабу діаграми:

- по осі об'ємів:

1. Задаємо довжину діаграми по осі об'ємів – $l_v = 220$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі об'ємів - $m_v = \frac{l_v}{\epsilon} = \frac{220}{11} = 20 \text{ мм};$

- по осі тисків:

1. Задаємо довжину діаграми по осі тисків – $l_p = 0,8 \cdot l_v = 1,0 \cdot 220 = 220$ мм;

2. Масштаб діаграми по осі тисків: $m_p = \frac{p_z}{l_p} = \frac{12,517}{220} = 0,057 \frac{\text{МПа}}{\text{мм}};$

Таблиця 2.1. Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

№п/п	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1	Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,403
2	Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,812
3	Показник політропи стиску	n_1	-	1,35
4	Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
5	Ступінь стиску	ϵ	-	11
6	Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,517
7	Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,0
8	Масштаб осі тиску	m_p	МПа/мм	0,057

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо за формулою:

$$P_{cm} = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Форму лінії розширення знаходимо по формулі:

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

Результати розрахунків по формулам заносимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Координати ліній стиску та розширення індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст} , МПа	P _{ст} , мм	P _{роз} , МПа	P _{роз} , мм
1	4,812	85	12,517	220
1,25	3,561	63	9,47	166
1,5	2,784	49	7,54	132
1,75	2,261	40	6,22	109
2	1,888	33	5,26	92
3	1,092	19	3,17	56
4	0,741	13	2,21	39
5	0,548	10	1,67	29
6	0,428	8	1,33	23
7	0,348	6	1,10	19
8	0,291	5,1	0,93	16
9	0,248	4,4	0,80	14
10	0,215	3,5	0,70	12
11	0,189	3,3	0,625	11

2.3.2. Побудова дійсної індикаторної діаграми газового двигуна

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' - точка проскакування іскри запалювання;

f – точка (згоряння) початку згоряння визначається кутом затримки Δφ₁;

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці стиску;

Δφ₂ – кут після ВМТ, де тиск максимальний;

b' – точка після НМТ, відкриття випускного клапана;

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

b'' – точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення (відкладається посередині відрізка bd ;

r' – точка до ВМТ, відкриття впускного клапана;

r'' – точка закриття впускного клапана;

d' – точка після НМТ, закриття впускного клапана;

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_L = R/L_{ш} = 0,17/0,70 = 0,24$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі: $AB = 200$ мм;
3. Кут затримки згоряння: $\Delta\varphi_1 = 8^\circ$ пкв;
4. Тиск залишкових газів: $P_r = 0,180$ МПа
5. Масштаб тиску: $m_p = 0,057$ МПа/мм;
6. Хід поршня: $S = 0,34$ м;
7. Тиск в кінці стиску: $P_c = 4,812$ МПа;
8. Максимальний тиск: $P_{max} = 12,517$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Координати характерних точок індикаторної діаграми

Позначення точки φ° , п.к.в.	Положення точки відносно ВМТ, φ° , п.к.в.	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
c' , до ВМТ	25	0,115	11,5
f , до ВМТ	17	0,054	5,4
b' , після ВМТ	146	1,87	186
r' , до ВМТ	21	0,082	8
r'' , після ВМТ	21	0,082	8
d' , до ВМТ	146	1,87	186

Тиск газів в ВМТ: $P_{c''} = 1,25 \cdot P_c = 1,25 \cdot 4,812 = 6,015 \text{ МПа}$;

Координата точки $P_{c''}$: $6,015/0,057=106 \text{ мм}$;

Максимальний тиск згоряння $P_{zd} = P_{\max} = 12,517 \text{ МПа}$

Координата максимального тиску згоряння:

Поправка Брікса: $OO_1 = \frac{R \cdot \lambda_L}{2} = \frac{170 \cdot 0,24}{2} = 20,4 \text{ мм}$

Масштаб переміщення: $m_s = \frac{S}{AB} = \frac{340}{200} = 1,7 \text{ мм / мм}$;

Поправка Брікса в масштабі переміщення: $OO = \frac{OO_1}{M_s} = \frac{20,4}{1,7} = 12 \text{ мм}$

2. 4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:

$P_e = 620 \text{ кВт}$

частота обертання колінвалу:

$n = 600 \text{ хв}^{-1}$

діаметр циліндру:

$d = 250 \text{ мм}$

хід поршня:

$S = 340 \text{ мм}$

число циліндрів:

$i = 6$

коефіцієнт тактності:

$Z = 4$

нижча теплота згоряння газу:

$Q_H = 34000 \text{ кДж/нм}$

годинна витрата газу:

$B_r = 153,4 \text{ кг/год}$

Індикаторний к.к.д.:

$\eta_i = 0,481$

ефективний к.к.д.:

$\eta_e = 0,428$

кількість свіжого заряду

$M_1 = 14,989 \text{ кмоль/кг}$

загальна кількість продуктів згорання

$M_r = 15,002 \text{ кмоль/кг}$

температура випускних газів

$T_{\text{ср.г.}} = 980 \text{ К}$

температура на початку стиску

$T_d = 378 \text{ К}$

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі:

$mC_v = 25,3 \text{ кДж/кмоль К}$

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі:

$mC_v = 24,5 \text{ кДж/кмоль К}$

середній індикаторний тиск:

$P_{mi} = 1403 \text{ кПа}$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Рівняння теплового балансу.
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$Q_{\Pi} = 1448778$ Дж/с
у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$Q_e = 620000$ Дж/с
у відсотковому відношенні

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

$$q = 42,79 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e$

$Q'_e = 620076,9$ Дж/с

Вираховуємо похибку

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

$\Delta = -0,01 \%$
похибка не перевищує 1%

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{T.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;
 $Q_{в.н.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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:

$W_{нап.}=0$	$W_{г.р.}=0,09-0,16$	0,09
$W_{ст.}=0$	$W_{вип}=0,01-0,05$	0,01

$$Q_w = 144877,8 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.
Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат
 $C_m = S \cdot n / 30$ середня швидкість поршня

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,944 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,02 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,52 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50516,16 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 195393,9 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_v}$$

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

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

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

$\Delta T_v = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_v \cdot \Delta P_v / \eta_{в.н.}$$

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

$\eta_{в.н.} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,85$$

$$P_{в.н.} = 0,65 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Тоді $Q_{в.н.} = 645,19 \text{ Дж/с}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_v = Q_w + Q_{Г.П} + Q_{в.н.}$$

$Q_v = 196039,1 \text{ Дж/с}$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_v = Q_v / Q_{П} \cdot 100\%$$

$q_v = 13,53 \%$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{ср2}} \cdot T_{ср2} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_v$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

$mC_p'' = 33,614 \text{ кДж/кмоль К}$

$mC_p' = 32,814 \text{ кДж/кмоль К}$

$Q_{Г} = 586421,6 \text{ Дж/с}$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100\%$$

$q_{Г} = 40,48 \%$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{М} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_v$$

$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П}$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

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

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta_{MD} = 0,06$$

тоді

$$Q_{MD} = 83563,85 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 32402,5 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

$\Delta T_m = 6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі
двигуна

$$\Delta T_m = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00206 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 0,85 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 849,55 \text{ Дж/с}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість теплоти складає:

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

$Q_M = 33252,05$ Дж/с
у відсотковому відношенні

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

$q_M = 2,30 \%$

Невраховані теплові втрати

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

$Q_{H.B.} = 13064,98$ Дж/с

що складає у відсотковому відношенні:

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

$q_{H.B.} = 0,90 \%$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	620000	42,79
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	196039	13,53
теплота, яка виноситься випускними газами	586422	40,48
теплота, яка відводиться маслом	33252,1	2,30
невраховані теплові втрати	13065	0,90
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1448778	100

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

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[3].

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \frac{\pi \cdot D^2}{4}, H$$

де: p_{Γ} – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр циліндру, м;

Сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно – поступально:

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

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

r – радіус кривошипу, м;

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с;

φ – кут повороту колінчастого валу, град;

λ_L – кривошипно – шатунне відношення;

Сумарна сила: $F_D = F_{\Gamma} + F_i, H$

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град;

Радіальна сила, що діє на шийку колінчастого валу:

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

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Дотична сила, що діє на шийку колінчастого валу і створює крутний момент двигуна: $F_i = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_L \cdot \cos 2\varphi), H$

Динамічний розрахунок дизельного двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі за допомогою електронної програми [3] по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---------------------------------|
| 1. Діаметр поршня | $D = 0,25\text{м}$ |
| 2. Частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| 3. Ордината, прийнята для $P_{\max}$ | $h_{\max} = 220\text{мм}$ |
| 4. Максимальний тиск згоряння | $P_{\max} = 12,517 \text{ МПа}$ |
| 5. Кривошипно-шатунне відношення: | |

$$\lambda_L = \frac{R}{L_{III}} = \frac{0,17}{0,70} = 0,24$$

- | | |
|---|------------------------------|
| 6. Масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,057 \text{ МПа/мм}$ |
| 7. Маса деталей що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 95\text{кг}$ |
| 8. Радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| 9. Кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 8^\circ$ |
| 10. Кутова швидкість колінчастого валу | |

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ рад/с}$$

Масу деталей, що рухаються зворотно - поступально знаходимо з формули:

$$m_s = m_{II} + 1/3(m_{III}) = 75 + 60/3 = 95 \text{ кг};$$

де $m_{II} = 75\text{кг}$ – маса поршня [2];

$m_{III} = 60\text{кг}$ – маса шатуна [2].

Результати динамічного розрахунку двигуна зводимо в таблицю 2.5.

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	0,00167	5,34	-79,8107	-74,471	0	-74,471	0	0,83438	-12,47	-11,636	0	-11,636	0
10	0,00186	5,34	-77,90129	-72,561	-3,0267	-70,933	-15,581	0,83438	-12,172	-11,338	-0,4729	-11,083	-2,4345
20	0,00243	5,34	-72,31514	-66,975	-5,5163	-61,049	-28,09	0,83438	-11,299	-10,465	-0,8619	-9,539	-4,3891
30	0,00334	5,34	-63,46402	-58,124	-7,0256	-46,824	-35,146	0,83438	-9,9163	-9,0819	-1,0978	-7,3163	-5,4916
40	0,00456	5,34	-51,98766	-46,648	-7,2835	-31,052	-35,564	0,83438	-8,1231	-7,2887	-1,138	-4,8519	-5,5569
50	0,00603	5,34	-38,68966	-33,35	-6,2377	-16,658	-29,557	0,83438	-6,0453	-5,2109	-0,9746	-2,6029	-4,6183
60	0,00769	5,34	-24,45812	-19,118	-4,0623	-6,041	-18,588	0,83438	-3,8216	-2,9872	-0,6347	-0,9439	-2,9044
70	0,00946	5,34	-10,18034	-4,8403	-1,1205	-0,6026	-4,9317	0,83438	-1,5907	-0,7563	-0,1751	-0,0942	-0,7706
80	0,01128	5,34	3,339051	8,67905	2,11114	-0,572	8,91379	0,83438	0,52173	1,3561	0,32987	-0,0894	1,39278
90	0,01309	5,34	15,44723	20,7872	5,13914	-5,1391	20,7872	0,83438	2,41363	3,24801	0,80299	-0,803	3,24801
100	0,01483	5,34	25,69225	31,0322	7,54846	-12,822	29,25	0,83438	4,01441	4,84879	1,17945	-2,0035	4,57032
110	0,01644	5,34	33,84687	39,1869	9,07137	-21,927	33,721	0,83438	5,28857	6,12295	1,4174	-3,4261	5,26891
120	0,01789	5,34	39,90535	45,2454	9,61403	-30,949	34,3766	0,83438	6,23521	7,06959	1,50219	-4,8357	5,37135
130	0,01914	5,34	44,05442	49,3944	9,23868	-38,827	31,8998	0,83438	6,8835	7,71788	1,44354	-6,0668	4,98435
140	0,02019	5,34	46,62289	51,9629	8,11339	-45,021	27,1859	0,83438	7,28483	8,1192	1,26772	-7,0345	4,24779
150	0,02101	5,34	48,01678	53,3568	6,44942	-49,433	21,093	0,83438	7,50262	8,337	1,00772	-7,7239	3,29579
160	0,0216	5,34	48,64861	53,9886	4,44665	-52,254	14,2867	0,83438	7,60135	8,43572	0,69479	-8,1646	2,2323
170	0,02195	5,34	48,86999	54,21	2,2612	-53,779	7,18662	0,83438	7,63594	8,47031	0,35331	-8,403	1,12291
180	0,02207	5,34	48,91624	54,2562	0,00	-54,256	0,00	0,83438	7,64316	8,47754	0,00	-8,4775	0,00
190	0,02195	2,90355	48,86999	51,7735	-2,16	-51,362	-6,86	0,45368	7,63594	8,08962	-0,3374	-8,0253	-1,0724
200	0,0216	3,10108	48,64861	51,7497	-4,2622	-50,087	-13,694	0,48454	7,60135	8,08589	-0,666	-7,826	-2,1397
210	0,02101	3,447	48,01678	51,4638	-6,2206	-47,679	-20,345	0,53859	7,50262	8,04122	-0,972	-7,4499	-3,1789
220	0,02019	3,96874	46,62289	50,5916	-7,8993	-43,833	-26,468	0,62012	7,28483	7,90494	-1,2343	-6,8489	-4,1357
230	0,01914	4,7101	44,05442	48,7645	-9,1209	-38,332	-31,493	0,73595	6,8835	7,61946	-1,4251	-5,9894	-4,9208
240	0,01789	5,73829	39,90535	45,6436	-9,6987	-31,221	-34,679	0,89661	6,23521	7,13182	-1,5154	-4,8783	-5,4186
250	0,01644	7,15594	33,84687	41,0028	-9,4917	-22,943	-35,284	1,11811	5,28857	6,40669	-1,4831	-3,5849	-5,5131
260	0,01483	9,12176	25,69225	34,814	-8,4684	-14,385	-32,815	1,42528	4,01441	5,43969	-1,3232	-2,2477	-5,1273
270	0,01309	11,887	15,44723	27,3343	-6,7577	-6,7577	-27,334	1,85735	2,41363	4,27098	-1,0559	-1,0559	-4,271
280	0,01128	15,8613	3,339051	19,2004	-4,6704	-1,2653	-19,72	2,47833	0,52173	3,00006	-0,7298	-0,1977	-3,0812
290	0,00946	21,735	-10,18034	11,5546	-2,6748	1,43844	-11,773	3,39609	-1,5907	1,80541	-0,4179	0,22476	-1,8395
300	0,00769	30,711	-24,45812	6,25293	-1,3287	1,97581	-6,0795	4,7986	-3,8216	0,97702	-0,2076	0,30872	-0,9499
310	0,00603	44,9421	-38,68966	6,25245	-1,1695	3,12315	-5,5414	7,0222	-6,0453	0,97695	-0,1827	0,48799	-0,8658
320	0,00456	68,2803	-51,98766	16,2926	-2,5439	10,8457	-12,421	10,6688	-8,1231	2,54572	-0,3975	1,69464	-1,9409
330	0,00334	107,065	-63,46402	43,6007	-5,2702	35,1242	-26,364	16,7289	-9,9163	6,81261	-0,8235	5,48816	-4,1194
340	0,00243	168,098	-72,31514	95,7824	-7,8889	87,3078	-40,173	26,2652	-11,299	14,966	-1,2326	13,6419	-6,277
350	0,00186	243,265	-77,90129	165,364	-6,8976	161,654	-35,508	38,0101	-12,172	25,8381	-1,0778	25,2584	-5,5481
360	0,00167	340,5	-79,8107	260,689	0	260,689	0	53,2031	-12,47	40,7327	0	40,7327	0
370	0,00186	632,367	-77,90129	554,466	23,1278	542,026	119,058	98,8073	-12,172	86,6353	3,61371	84,6916	18,6029
380	0,00243	393,617	-72,31514	321,302	26,4633	292,874	134,759	61,5027	-11,299	50,2034	4,13489	45,7616	21,0561
390	0,00334	261,957	-63,46402	198,493	23,9925	159,904	120,025	40,9308	-9,9163	31,0145	3,74883	24,9849	18,7538
400	0,00456	175,604	-51,98766	123,617	19,3013	82,2893	94,245	27,4382	-8,1231	19,3151	3,01583	12,8577	14,7258
410	0,00603	122,075	-38,68966	83,3849	15,5962	41,6514	73,9016	19,0741	-6,0453	13,0289	2,43691	6,50803	11,5471
420	0,00769	88,5631	-24,45812	64,105	13,6214	20,256	62,3273	13,838	-3,8216	10,0164	2,12835	3,165	9,73864
430	0,00946	66,9412	-10,18034	56,7608	13,1396	7,06619	57,8317	10,4596	-1,5907	8,86888	2,05306	1,10409	9,03621
440	0,01128	52,5163	3,339051	55,8554	13,5866	-3,681	57,3661	8,20568	0,52173	8,7274	2,1229	-0,5752	8,96345

ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ

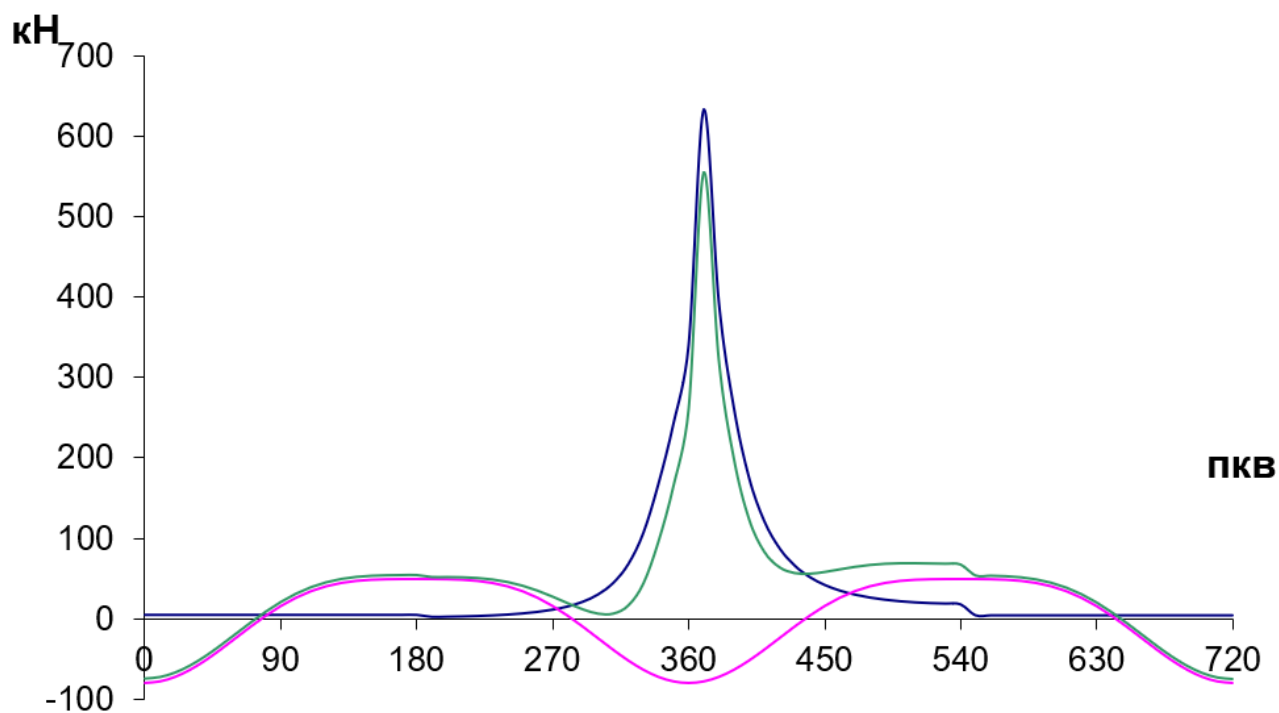
Арк.

Зм. Арк. №докум. Підпис Дата

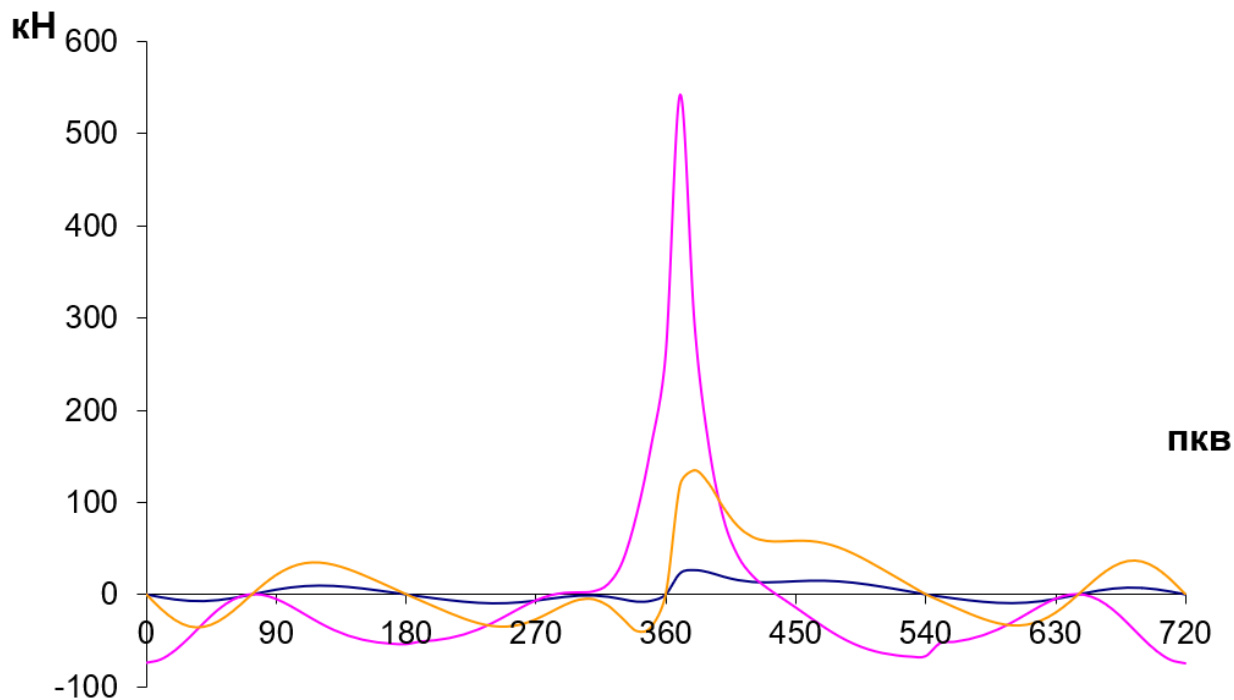
φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	М ³	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
450	0,01309	42,5952	15,44723	58,0424	14,3496	-14,35	58,0424	6,6555	2,41363	9,06913	2,24212	-2,2421	9,06913
460	0,01483	35,5969	25,69225	61,2891	14,9083	-25,325	57,7692	5,56201	4,01441	9,57642	2,32942	-3,957	9,02643
470	0,01644	30,5645	33,84687	64,4114	14,9106	-36,041	55,4272	4,77571	5,28857	10,0643	2,32978	-5,6315	8,6605
480	0,01789	26,9011	39,90535	66,8065	14,1955	-45,697	50,7584	4,2033	6,23521	10,4385	2,21804	-7,1401	7,931
490	0,01914	24,2238	44,05442	68,2782	12,7707	-53,671	44,0953	3,78496	6,8835	10,6685	1,99542	-8,3861	6,88989
500	0,02019	22,2815	46,62289	68,9044	10,7586	-59,699	36,0493	3,48149	7,28483	10,7663	1,68103	-9,328	5,63271
510	0,02101	20,9083	48,01678	68,9251	8,33121	-63,856	27,2475	3,26692	7,50262	10,7695	1,30175	-9,9776	4,25742
520	0,0216	19,9947	48,64861	68,6433	5,65366	-66,437	18,1647	3,12418	7,60135	10,7255	0,88338	-10,381	2,83824
530	0,02195	19,4719	48,86999	68,3419	2,85066	-67,799	9,06009	3,04248	7,63594	10,6784	0,44542	-10,594	1,41564
540	0,02207	18,42	48,91624	67,3362	0	-67,336	0	2,87813	7,64316	10,5213	0	-10,521	0
550	0,02195	4,8	48,86999	53,67	-2,2387	-53,243	-7,115	0,75	7,63594	8,38594	-0,3498	-8,3193	-1,1117
560	0,0216	4,8	48,64861	53,4486	-4,4022	-51,731	-14,144	0,75	7,60135	8,35135	-0,6878	-8,083	-2,21
570	0,02101	4,8	48,01678	52,8168	-6,3841	-48,933	-20,88	0,75	7,50262	8,25262	-0,9975	-7,6457	-3,2624
580	0,02019	4,8	46,62289	51,4229	-8,0291	-44,553	-26,903	0,75	7,28483	8,03483	-1,2545	-6,9614	-4,2037
590	0,01914	4,8	44,05442	48,8544	-9,1377	-38,403	-31,551	0,75	6,8835	7,6335	-1,4278	-6,0005	-4,9299
600	0,01789	4,8	39,90535	44,7054	-9,4993	-30,579	-33,966	0,75	6,23521	6,98521	-1,4843	-4,778	-5,3072
610	0,01644	4,8	33,84687	38,6469	-8,9464	-21,625	-33,256	0,75	5,28857	6,03857	-1,3979	-3,3789	-5,1963
620	0,01483	4,8	25,69225	30,4922	-7,4171	-12,599	-28,741	0,75	4,01441	4,76441	-1,1589	-1,9686	-4,4908
630	0,01309	4,8	15,44723	20,2472	-5,0056	-5,0056	-20,247	0,75	2,41363	3,16363	-0,7821	-0,7821	-3,1636
640	0,01128	4,8	3,339051	8,13905	-1,9798	-0,5364	-8,3592	0,75	0,52173	1,27173	-0,3093	-0,0838	-1,3061
650	0,00946	4,8	-10,18034	-5,3803	1,24549	-0,6698	5,48185	0,75	-1,5907	-0,8407	0,19461	-0,1047	0,85654
660	0,00769	4,8	-24,45812	-19,658	4,17708	-6,2116	19,113	0,75	-3,8216	-3,0716	0,65267	-0,9706	2,9864
670	0,00603	4,8	-38,68966	-33,89	6,33868	-16,928	30,0354	0,75	-6,0453	-5,2953	0,99042	-2,645	4,69303
680	0,00456	4,8	-51,98766	-47,188	7,3678	-31,412	35,9757	0,75	-8,1231	-7,3731	1,15122	-4,9081	5,6212
690	0,00334	4,8	-63,46402	-58,664	7,09092	-47,259	35,4729	0,75	-9,9163	-9,1663	1,10796	-7,3842	5,54264
700	0,00243	4,8	-72,31514	-67,515	5,56073	-61,542	28,3169	0,75	-11,299	-10,549	0,86886	-9,6159	4,42452
710	0,00186	4,8	-77,90129	-73,101	3,04919	-71,461	15,6968	0,75	-12,172	-11,422	0,47644	-11,166	2,45262
720	0,00167	4,8	-79,8107	-75,011	0	-75,011	0	0,75	-12,47	-11,72	0	-11,72	0

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ				Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата					

Сили газів, інерції, дійсна



Сили радіальна, дотична, нормальна



					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ

3.1 Обґрунтування вибору конструкції

До рухомих деталей КШМ належать поршні, поршневі кільця, шатуни, колінчастий вал. Поршень забезпечує передачу зусиль на шатун, герметизує камеру згоряння та відводить тепло в систему охолодження. Вимоги до поршнів суперечливі. Поршні мають бути легкими для зменшення сил інерції і в той же час достатньо міцними. Так як вони працюють в умовах високих температур та перемінних за значенням і напрямком сил тиску газів і сил інерції, які за характером близькі до ударних[6].

Поршні конструктивно складаються з головки і юбки. Крім того, за функціональними ознаками можна виділити:

- жаровий пояс - відстань від торця днища поршня до канавки під перше компресійне кільце;
- ущільнюючий пояс, який охоплює зону поршневих кілець і забезпечує герметизацію камери згоряння;
- направляючий пояс по довжині юбки, який забезпечує положення поршня, співвісне до осі циліндра;
- бобишки або вузол з'єднання поршня з шатуном.

Верхня площа поршня - днище може бути плоским, випуклим або ввігнутим. Бокова сила N , що діє на поршень, навантажує тільки частину бокової поверхні юбки. Неробоча частина юбки під час роботи завдяки нагріву деформується таким чином, що її розміри в напрямку осі пальця зростають.

Як відомо, втрати на тертя поршня залежать від швидкості поршня, зазору в циліндро-поршневій групі, температури масла, конструкції поршня (висоти, овальності й бочко подібності робочої поверхні) і т. д. Втрати на тертя першого й другого ущільнювальних поршневих кілець мають приблизно однаковий рівень. У ущільнювального кільця втрати на тертя залежать, у першу чергу, від тангенціального зусилля кільця та його конструктивних параметрів[6].

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В двигуні прототипі використовуються поршень в якому компресійні та маслосаз'ємні кільця розміщуються на ущільнюючому поясі між торцем днища поршня та отвором під поршневий палець. Компресійні кільця прямокутного перерізу мають не складний технологічний процес виготовлення та невисокі затрати на виготовлення. Даний вид компресійних кілець найбільш широко використовується в поршневих двигунах внутрішнього згорання.

Маслосаз'ємні кільця коробочного типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками. Для підвищення радіального тиску на стінку циліндру кільце обладнане розширювачами (експандерами) з витих пружин.

Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При встановленні поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені відносно один одного на кут 120° та розташовані по гвинтовій лінії.

Метою даної роботи є забезпечення положення поршня, співвісне до осі циліндра за рахунок встановлення додаткового маслосаз'ємного кільця на юбці поршня нижче отвору під поршневий палець. Також встановлення додаткового маслосаз'ємного кільця зменшить сили тертя під час перекладки поршня.

3.2 Розрахунки поршня, що підтверджують працездатність розробки

3.2.1 Вибір матеріалу та визначення основних розмірів поршня.

Основні вимоги, що пред'являють до матеріалу поршня це висока міцність та жаростійкість, хороша теплопровідність і малі значення коефіцієнту лінійного розширення.

Так, як умови роботи поршня надзвичайно важкі, то пропонується матеріал сірий чавун СЧ-25.

Модуль пружності

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$$

Коефіцієнт Пуассона

$$\mu = 0,30$$

Робоча температура поршня

$$t_k = 350^\circ \text{ C.}$$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня температура циліндра

$$t_{\text{ц}} = 180^{\circ} \text{C}.$$

Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня

$$\alpha_{\text{к}} = 12,2 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}.$$

Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу циліндру

$$\alpha_{\text{ц}} = 11,7 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}.$$

Зазор манжети в холодному циліндрі

$$\Delta = 0.15 \text{ мм}.$$

Діаметр поршня

$$D = 250 \text{ мм}.$$

3.2.2 Визначення основних розмірів деталей поршневої групи

Вихідні дані:

- діаметр циліндру $d = 0.25 \text{ м};$
- товщина днища поршня $d_{\text{дн}} = (0,1-0,2)d = 0,12 \cdot 0,25 = 0,03 \text{ м};$
- висота поршня $H = (1,4-2)d = 1,35 \cdot 0,25 = 0,35 \text{ м};$
- відстань від днища поршня до осі поршневого пальця
 $h_1 = (0,6-1)d = 0,76 \cdot 0,25 = 0,20 \text{ м};$
- висота юбки поршня $l_{\text{ю}} = (0,6-1,1)d = 1,1 \cdot 0,25 = 0,285 \text{ м};$
- відстань до першої поршневої канавки $l_1 = (0,11-0,2)d = 0,2 \cdot 0,25 = 0,052 \text{ м};$
- діаметр бобишки $d_6 = (0,3-0,5)d = 0,4 \cdot 0,25 = 0,104 \text{ м};$
- відстань між торцями бобишок $b = (0,3-0,5)d = 0,45 \cdot 0,25 = 0,117 \text{ м};$
- товщина кільцевих перемичок $h_{\text{п}} = (0,04-0,07)d = 0,04 \cdot 0,25 = 0,0104 \text{ м};$
- товщина стінки головки поршня $S_1 = (0,05-0,1)d = 0,08 \cdot 0,25 = 0,0208 \text{ м};$
- радіальний зазор кільця в канавці поршня $t = (0,7-1,2) = 1 \text{ мм};$
- внутрішній діаметр поршня $d_i = d - 2(s_1 + t + \Delta t) = 0,198 \text{ м};$
- монтажний зазор між головкою поршня і гільзою
 $\Delta \Gamma = (0,004-0,008)d = 0,0021 \text{ м};$
- діаметр головки поршня $d_r = d - \Delta \Gamma = 0,258 \text{ м};$
- монтажний зазор між юбкою поршня і гільзою
 $\Delta \text{Ю} = (0,0008-0,0013)d = 0,0003 \text{ м};$
- діаметр юбки поршня $d_{\text{ю}} = d - \Delta \text{Ю} = 0,2497 \text{ м};$

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Висновок.

При зміні напрямлення руху поршня – поршень нижньою кромкою може ударятися в втулку циліндра. Запропоноване встановлення додаткового нижнього маслосборного кільця на юбці поршня нижче отвору під поршневий палець, дозволить забезпечити без ударну перекладку поршня.

Також маслосборне кільце буде стягувати надлишкове масло зі стінок поршня в масляний картер.

.

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Загальні питання охорони праці і навколишнього середовища

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних мір і засобів, спрямованих на збереження здоров'я й працездатності людини в процесі щоденної праці (Закон України „Про охорону праці” від 2 листопада 1992 року).

Завданням охорони праці є зведення до мінімуму ймовірності травмування або захворювань працюючих з одночасним забезпеченням нормальних умов праці при його максимальній продуктивності, науковий аналіз умов праці, виробничих процесів, а встаткування з погляду можливих аварійних ситуацій, поява небезпечних факторів, виділення шкідливих речовин. На основі такого аналізу визначаються небезпечні ділянки виробництва, можливі аварійні ситуації, розробляються заходи щодо їхнього запобігання або обмеження наслідків.

Машинне відділення (МВ) в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- 1) машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування;
- 2) підвищений рівень вібрації;
- 3) підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- 4) підвищена запиленість і загазованість;
- 5) освітленість;
- 6) підвищений рівень шуму.

Розглянемо по окремої кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Машини, що рухаються, і механізми, частини устаткування

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

У більшості машин є рухомі частини, які можуть викликати тілесні ушкодження. Ці частини можуть знаходитися в точці операції, де виконується робота на матеріалі: різання, формування, свердління, деформація. Вони можуть знаходитися в апаратурі, яка передає енергію на частини машини, які виконують роботу. До них відносяться маховики, шківви, шатуни, муфти, кулачки, шпинделі, ланцюги, кривошипи і шестерінки. Вони можуть перебувати в інших рухомих частинах машини, таких як колеса на пересувному обладнанні, двигуни з зубчастим редуктором, насоси, компресори і т.д. Небезпечні руху механізмів можна виявити і серед інших видів машин, особливо в допоміжних елементах обладнання, які беруть участь у вантаженні і транспортуванні таких вантажів, як робітники заготовки, матеріали, відходи або інструменти.

Всі частини машини, які рухаються в процесі виконання роботи, можуть стати причиною аварій, пов'язаних з тілесними ушкодженнями і матеріальним збитком.

Рух обертання. Навіть гладкі обертові вали можуть захопити предмет одягу або, наприклад, руку людини, що дуже небезпечно. Небезпека збільшується, якщо у обертового вала є виступаючі частини або нерівні, гострі поверхні, такі як регулювальні гвинти, болти, щілини, канавки або ріжучі кромки. Обертові частини машин і механізмів створюють умови для освіти "зон затиску" трьома різними шляхами:

1. Існують точки між двома обертовими в різні боки частинами на паралельних осях. Це можуть бути шестерінки або зубчасті колеса, несучі ролики або каландри.

2. Існують точки дотику між обертовими частинами та частинами з лінійним рухом, які можна виявити між трансмісійної стрічкою і її шківом, ланцюгом і зірочкою або зубчастої рейкою і шестерінкою.

3. Обертові руху машини викликають ризик тілесних ушкоджень типу порізів і дрібних переломів, коли обертання відбувається в безпосередній близькості від стаціонарних об'єктів. Дана умова створюється між черв'ячним

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

конвеєром і його кожухом, між спицями колеса і машинної рамою або між шліфувальним кругом і затискачем.

Підвищений рівень вібрації

Відповідно до ДСТУ 24346-80 (СТ СЭВ 1926- 79) «Вібрація. Терміни і визначення» під вібрацією розуміється рух точки чи механічної системи, при якому відбувається почергове зростання, і убуття в часі значень, принаймні, однієї координати.

Причиною порушення вібрацій є виникаючі при роботі машин і агрегатів неврівноважені силові впливи. В одних випадках їхніми джерелами є зворотно-поступальні системи, що рухаються, (кривошипно-шатунні механізми ДВЗ, ДГ); в інших випадках неврівноважені обертові маси. Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубцюваті зачеплення, підшипникові вузли і т. ін.). Величина дисбалансу у всіх випадках приводить до появи неврівноважених сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу обертowego тіла, розбіжність центра маси тіла й осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і т. ін.

Вплив вібрацій на людину найчастіше зв'язано з коливаннями, обумовленими зовнішнім перемінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути зв'язано не тільки із силовим, але і з кінематичним порушенням.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, місцева втягує в коливальний рух окремі частини тіла. У машинному відділенні переважає загальна вібрація. Але також працюючі можуть піддаватися і локальній вібрації, при роботі з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом. У ряді випадків працюючий може піддаватися одночасно впливу загальної і локальної вібрації.

Такі умови можуть викликати віброхворобу. Яка відноситься до групи профзахворювань, ефективне лікування яких можливо лише на ранніх стаді-

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ях. Відновлення порушених функцій протікає дуже повільно, а в особливо важких випадках в організмі настають необоротні зміни, що приводять до інвалідності.

Відповідно до ДСТУ 12.1.012-78 «Система стандартів безпеки праці. Вібрація, загальні вимоги безпеки» установлені припустимі значення

Норми по обмеженню загальних вібрацій, тобто вібрацій робочих місць (підлоги, основ машин, сидінь і т. ін.), установлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в октавних діапазонах зі середньгеометричними значеннями 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норми по обмеженню локальної вібрації – в октавних смугах частот зі середньгеометричними значеннями 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц.

Гігієнічні норми вібрації встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань

Електромагнітне випромінювання — взаємопов'язані коливання електричного (Е) і магнітного (В) полів, що утворюють електромагнітне поле. Розповсюдження випромінювання здійснюється за допомогою електромагнітних хвиль. Електромагнітне випромінювання являє собою потік фотонів, який тільки при великій їх (фотонів) кількості можна розглядати як неперервний процес.

Розрізняють вимушені (під впливом зовнішніх джерел) і власні електромагнітні коливання. У необмеженому просторі або в системах з втратами енергії можливі електромагнітні коливання з неперервним спектром частот. Просторово обмежені системи мають дискретний спектр частот причому кожній частоті відповідає один або кілька незалежних типів коливань (мод).

Представлення коливань у вигляді суперпозиції мод з неперервним або дискретним спектром можливе для довільної складної системи провідників та діелектриків, якщо поля, струм або заряди в них зв'язані між собою лінійними співвідношеннями.

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Штучними джерелами є індуктори, конденсатори термічних установок з ламповими генераторами (потужність яких звичайно лежить у межах 8...200 кВт); фідерні лінії, що з'єднують окремі частини генераторів, трансформатори, антени, фланцеві з'єднання волноводних трактів, відкриті кінці хвилеводів, генератори надвисоких частот.

Джерелами постійних магнітних полів є: електромагніти, соленоїди, імпульсні установки полуперіодного чи конденсаторного типу, литі і метало-керамічні магніти.

Всі засоби і методи захисту можуть бути розділені на 3 групи: організаційні, інженерно-технічні та лікувально-профілактичні. Організаційні заходи як при проектуванні, так і на діючих об'єктах передбачають запобігання потрапляння людей у зони з високою напруженістю, створення санітарно-захисних зон навколо антенних споруд різного призначення.

Загальні принципи, покладені в основу інженерно-технічного захисту, зводяться до наступного: електрогерметизація елементів схем, блоків, вузлів установки в цілому з метою зниження або усунення електромагнітного випромінювання; захист робочого місця від опромінення або видалення його на безпечну відстань від джерела випромінювання. Для екранування робочого місця рекомендується використовувати різні типи екранів: відображають (суцільні металеві з металевої сітки, металізованої тканини) і поглинаючі (з радіо поглинаючих матеріалів).

В якості засобів індивідуального захисту рекомендується спеціальний одяг, виконана з металізованої тканини, і захисні окуляри.

У тому випадку, коли опроміненню піддаються тільки окремі частини тіла або особа, можливе використання захисного халата, фартуха, накидки з капюшоном, рукавичок, окулярів, щитків.

Підвищена запиленість і загазованість

Пил – це дрібні частинки речовини, що здатні тривалий час знаходитись в повітрі. Частинки пилу можуть бути органічного виникнення (рослин-

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ного, тваринного), неорганічного (мінеральна, металева) походження та змішаного.

Пил може проникати крізь органи дихання, очі, шкіру і викликати інфекційні захворювання.

Дисперсністю називається ступінь дроблення частинок пилу. Чим менші розміри частинок, тим більша величина дисперсності.

Для охорони здоров'я працюючих необхідно дотримуватись вимогам санітарних норм ГДК пилу з ГОСТу 12.1.005-76.

Значна кількість технологічних процесів трапляється з відділенням токсичних газів. Токсичні гази попадають крізь органи дихання в кров людини і викликають отруєння, крім того вони діють подразнюючи на очі.

Концентрації діючих газів вимірюють за допомогою газоаналізаторів типа УГ-1, УГ-2 та АМ-4, робота яких складається на підставі швидких реакцій взаємодії дослідного газу з індикаторним порошком. Проби повітря беруться на висоті 1,5 м від підлоги.

З основних забруднень, що можуть бути присутнім у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище ГДК роблять виражену дію на організм людини.

Освітленість

Освітленість є одним із важливих фізичних чинників. Через око людина одержує 90% інформації з навколишнього середовища, що пов'язано зі сприйняттям сітківкою ока світлових (електромагнітних) коливань. В залежності від їх інтенсивності організм реагує по-різному - недостатнє освітлення, як і надлишкове, веде до передчасної втоми, що сприяє виникненню небезпечних травм.

В машинних відділеннях застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті преадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також сонячного

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

проміння, відбитої від робочих поверхонь устаткування, створюють несприятливі умови для роботи органів зору.

Найбільш близькими до природного освітлення є люмінесцентні джерела або лампи денного світла, але для них характерна пульсація світла з частотою електричного струму - 50 Гц. Це викликає перенапруження м'язової системи ока, кришталика, нервової системи, що сприяє швидкій стомлюваності, захворюваності. Лампи розжарювання не мають цієї вади, хоча їх спектральний склад різко відрізняється від денного - випромінюють у жовтій ділянці спектра. Але ця вада менш небезпечна і тому їх широко вживають для освітлення виробничих, учбових, житлових приміщень. В останній час розроблені нові джерела світла, у яких ці вади відсутні, але вони ще не знайшли широкого вжитку з-за високої вартості.

В Україні, порядок забезпечення оптимальних умов освітлення юридично закріплений в діючому Законі "Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення". Стаття 24 цього закону проголошує право громадян України на захист від шкідливого впливу неіонізуючих випромінювань, шуму і вібрації., а також інших шкідливих факторів. Це право гарантує і Закон "Про охорону праці". Загальні технічні умови регламентують норми освітлення приміщень і зовнішніх територій населених пунктів.

Підвищений рівень шуму

Шумове забруднення атмосфери — одна з форм хвильового, фізичного забруднення, адаптація організму до нього є неможливою.

Шум — це сукупність звуків різноманітної частоти та інтенсивності, що виникають у результаті коливального руху частинок у пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних). Інтенсивність шумового забруднення (тиску) вимірюється в децибелах (дБ). Шуми інтенсивністю 30-80 дБ не наносять шкоди людському організму. Водночас шуми інтенсивністю 85 дБ і більше призводять до фізіологічних і психологічних негативних наслідків на нервову систему, сон, емоції, працездатність. На сьогодні проблема шумово-

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

го забруднення є дуже актуальною, оскільки воно зростає з часом все більше особливо у містах.

Шум негативно впливає на різні системи організму: серцево-судинну, нервову, порушує сон, увагу, збільшує роздратованість, депресію, неспокій, подразнення, може впливати на дихання і травну систему; Ушкодження слухової функції з тимчасовою або постійною втратою слуху; порушення здатності передавати та сприймати звуки мовного спілкування; відволікання уваги від звичайних занять; зміни фізіологічних реакцій людини на стресові сигнали; вплив на психічне і соматичне здоров'я; дію на трудову діяльність і продуктивність праці. Дослідження свідчать про несприятливий вплив шуму на центральну нервову, серцево-судинну систему і органи травлення. Порушення стану функціонування центральної нервової системи під впливом шуму призводить до ослаблення уваги і працездатності, особливо розумової.

У дизельних установках основними джерелами шуму є головні ДВЗ. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході в двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум усмоктування, що генерується навішаним турбонагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителів шуму.

У системах вентиляції МКВ на усмоктуванні встановлюють в основному активні глушители з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що у діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 Дб.

В системи газовідводу ДУ включають глушники-іскрогасники. Утилізаційні парогенератори є гарними глушниками шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 Дб. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами.

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.2 Вплив енергетичної установки на навколишнє середовище

В процесі експлуатації двигунів утворюються викиди, потрапляння яких у навколишнє середовище приносить значний збиток природі.

У процесі експлуатації механізмів утворюється особливий вид відходів – нафтомістящі води (НВ), що накопичуються в машинних відділеннях. Основні причини утворення НВ – це потічки води з трубопроводів, арматури, насосів, а також потічки нафтопродуктів із трубопроводів і арматури при ремонті механізмів, паливної і масляної апаратури і т. ін. Нафтомістящі води утворюються і унаслідок улучення під настили води, використаної при промиванні деталей, механізмів, пропарюванню паливних і масляних цистерн, а також у результаті аварійних потічок.

Таким чином, кількість НВ багато в чому залежить від технічного стану устаткування і від виконання правил його експлуатації. Середньодобове нагромадження НВ в основному визначається потужністю головного двигуна.

Склад відхідних газів двигунів на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згоряння (двоокису вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів двигунів є окисли азоту, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідли-

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

вим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері.

Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю. Дія парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так називаного парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2...4 К в найближчі 100...200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6...16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь

					ПННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив випускних газів ДВЗ на рослинність обумовлено їх потраплянням як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чуттєві до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив випускних газів двигунів на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

					ПІННІ НУК. 142. 54. 23. 07. ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Згідно завдання кафедри «Енергетичне машинобудування», було виконано кваліфікаційну бакалаврську роботу на тему: «Розробка удосконаленої конструкції шатунно-поршневої групи газового двигуна потужністю 620 кВт». Прототипом проектного поршневого двигуна прийнято газовий двигун АТДВ «Первомайськдизельмаш» – 6 ГЧН 25/34.

В першому розділі проекту були подана інформація про об'єкт використання газового двигун-генератор ДвГА-500-1, який складається з газового двигуна 6ГЧН 25/34 і генератора змінного струму СГС 800F-10Н1, змонтованих на загальній рамі. ДвГА-500-1 призначений для виготовлення змінного трифазного струму, також приведена його технічна характеристика.

В конструкторському розділі 2 було виконано розрахунок робочого процесу, за результатами якого отримано основні параметри робочого циклу, розрахований тепловий баланс, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграму газового двигуна, виконаний динамічний розрахунок та побудовані графіки сил діючих в кривошипно - шатунному механізмі.

В розділі 3 було наведено обґрунтування вибору конструкції поршня з додатковим маслоз'ємним кільцем на юбці поршня. Також проведений аналіз конструкції поршнів двигуна – прототипа та виявленні основні недоліки при їх роботі. За результатами аналізу та на основі опрацювання літератури було запропоновано змінити конструкцію поршня з метою забезпечення положення поршня, співвісне до осі циліндра за рахунок встановлення додаткового маслоз'ємного кільця.

Проведенні розрахунки на міцність підтвердили можливість застосування конструкції поршня з додатковим маслоз'ємним кільцем для газового двигуна потужністю 620 кВт при частоті обертання колінчатого валу 600 хв^{-1} .

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

У роботі також були виконані аналіз умов праці обслуговуючого персоналу в машинному відділенні з газовими двигунами внутрішнього згоряння. Машинне відділення розглянуте як об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. Запропоновано ряд заходів для поліпшення умов і підвищення безпеки праці. Розглянута техніка безпеки при експлуатації газового двигуна – генератора.

Розглянутий вплив випускних газів на людину, на природу, на будинки, пам'ятники та інші будівлі.

					<i>ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ</i>	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Тимченко І.І. та інші Автомобільні двигуни. Підручник. – 3-тє видання К.: Арістей, 2007.-76с.
2. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.- Первомайськ ПП, 2010.
3. С. Доценко, В. Иодловский, А. Грабовенко Повышения надежности и моторесурса когенерационной установки с газовым двигателем 6ГЧН 25/34. «Транспорт, экология - устойчиво развитие»//XXIII научно-техническа конференция с международно участие. ЕКОВАРНА 2017. Болгария. Сборник доклади 15-17 Юни 2017. – С 57-61.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку основних деталей двигунів внутрішнього згоряння. // Коваленко І.М., Василюк О.О.- Первомайськ ПП НУК, 2010.
5. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – с.292
6. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; МОН України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.
7. Доценко С.М., Кланцатий Є.В., Мартинюк В.О. Уніфікація конструкції та технологія виготовлення поршневої групи ДВЗ. Науково-практична конференція «Проблеми розвитку регіонів: Промисловий і економічний аспект. Первомайськ: ПФ НУК. 2018 р.

					ПННІ НУК 142.54.23.07 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		