

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції кришки циліндру підвищеної надійності для
газового двигуна потужністю 520 кВт
Двигун - прототип 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Кагарлицький А.І.**
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН 25/34.....	6
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....	13
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів циклу двигуна.....	15
2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	18
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	35
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	40
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ КРИШКИ ЦИЛІНДРУ	
3.1 Опис та аналіз конструкції кришок циліндрів ДВЗ.....	44
3.2 Опис конструкції кришки циліндру двигуна-прототипу.....	51
3.3 Пропозиції по покращенню конструкції кришки циліндру.....	55
3.4 Розрахунок на міцність кришки циліндру.....	57
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Вплив ультразвуку і вібрації на людину і заходи по боротьбі із ними.....	61
4.2 Заходи боротьби із забрудненням атмосфери, що спричинені роботою ДВЗ.....	67
ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	71

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ				
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив	Кагарлицький				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів	
Перевірив	Грабовенко					н	2	78	
						54-ЕМ-19з			
Н. контр	Грабовенко								
Затвердив	Нестеренко								

Додатки

Додаток 1 Газовий двигун-генератор ДвГА - 490 (габаритне креслення), А1....	72
Додаток 2 Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	74
Додаток 3 Кришка циліндру, СК, А1.....	76
Додаток 4 Кришка циліндру, РК, А1.....	77
Додаток 5 Клапан випускний, втулка направляюча, сідло, РК, А1.....	78
Додаток 6 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,ІД, А1...	79

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі є :

- збільшення питомих потужностей за рахунок газотурбінного наддуву;
- підвищення економічності, надійності і моторесурсу;
- зменшення металоємності і вартості двигуна;
- пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах палива, в першу чергу на різних видах газового палива.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Для газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива, велике значення має забезпечення їх надійної та безаварійної роботи в умовах високої температури в циліндрах двигуна та зменшення витрати масла, яке попадає в камеру згоряння через зазори поміж стержнем клапан та втулкою направляючою.

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється на стаціонарній електростанції. Для забезпечення надійної роботи газового двигун – генератора в конструкцію кришки циліндру вносяться зміни, які дозволять зменшити навантаження на випускний клапан та його сідло при можливих в експлуатації явищах детонаційного згоряння палива в циліндрах двигуна. Випускний клапан запропонованої конструкції має менший діаметр тарілки клапану ($\varnothing 90$) в порівнянні з випускним клапаном двигуна – прототипу ($\varnothing 100$), що збільшує його жорсткість та зменшує теплове навантаження на нього, так як при незмінному діаметрі стержня клапана відведення тепла від нього поліпшується. Для збереження пропускної здатності випускного клапана з меншим діаметром тарілки зменшено кут її фаски з 45° до 20° . Також зменшений кут фаски тарілки випускного клапана із 45° до 30° , що покращить наповнення циліндру газоповітряною сумішшю. Для збільшення ресурсу пари: стержень клапана – направляюча втулка клапана внесені зміни в конструкцію втулки. Застосування

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випускного і впускного клапанів та втулки направляючої нової конструкції підвищують надійність та техніко – економічні показники двигуна в цілому.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Лист
						3
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 – газований, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та іскровим запалюванням.

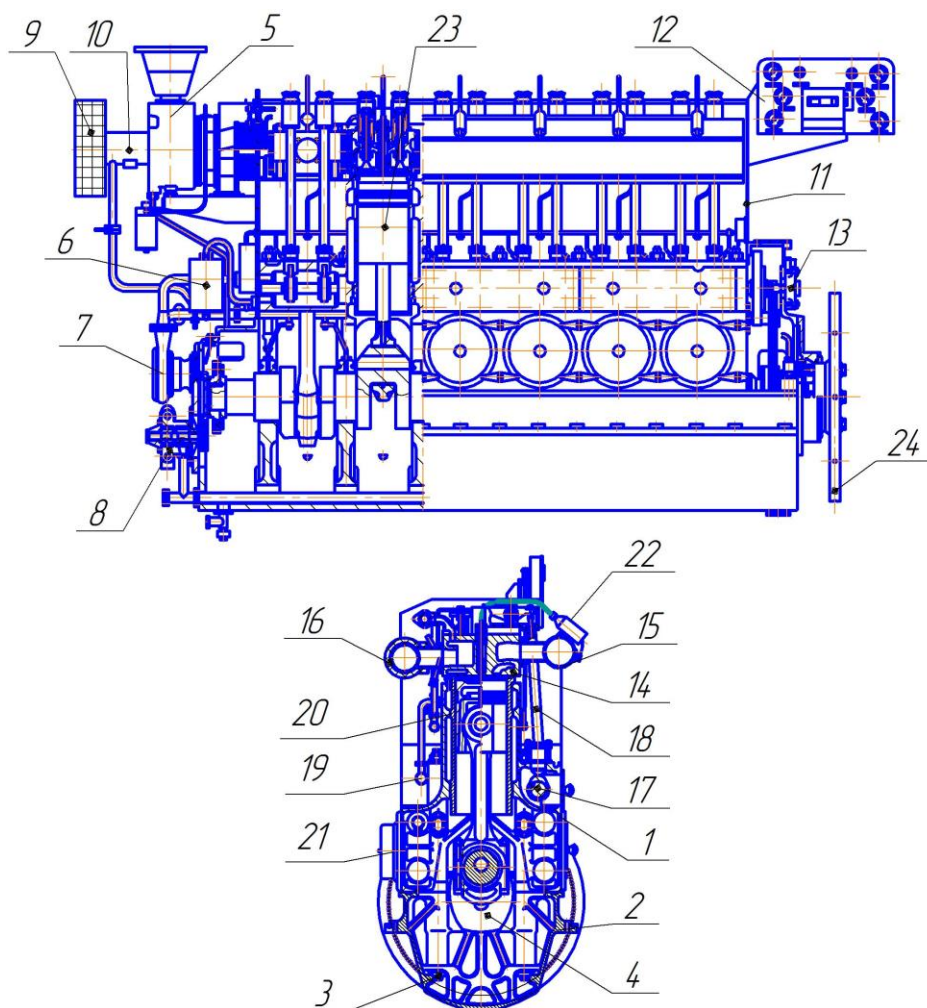


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

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

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

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

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

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

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

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

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.2) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

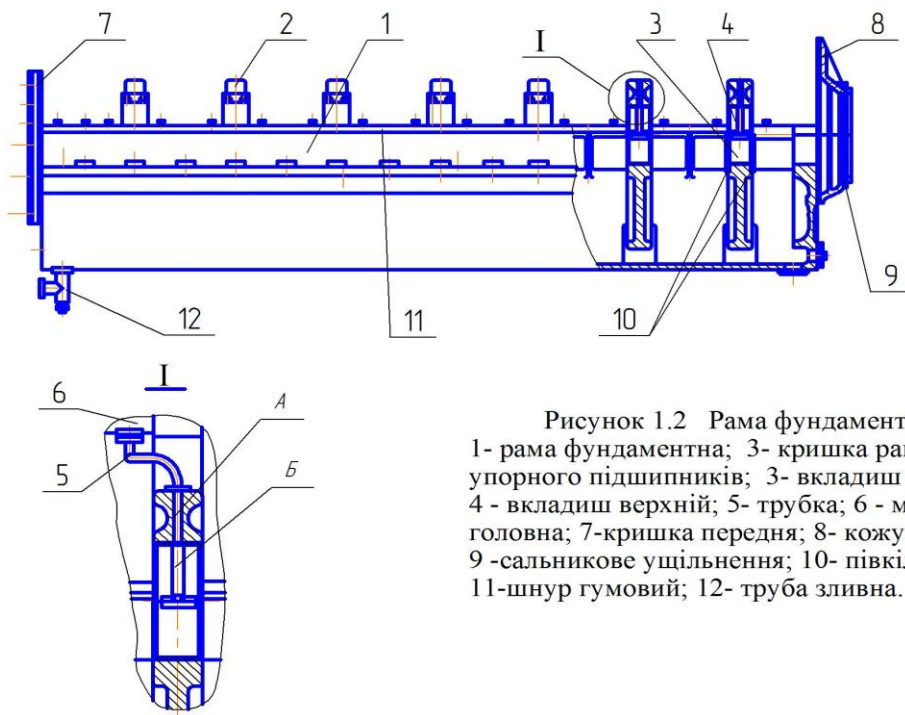


Рисунок 1.2 Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 2- кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7-кришка передня; 8- кожух; 9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11-шнур гумовий; 12- труба зливна.

Із сторони вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчатого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

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

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

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

Вал колінчастий – (рис.1.3) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

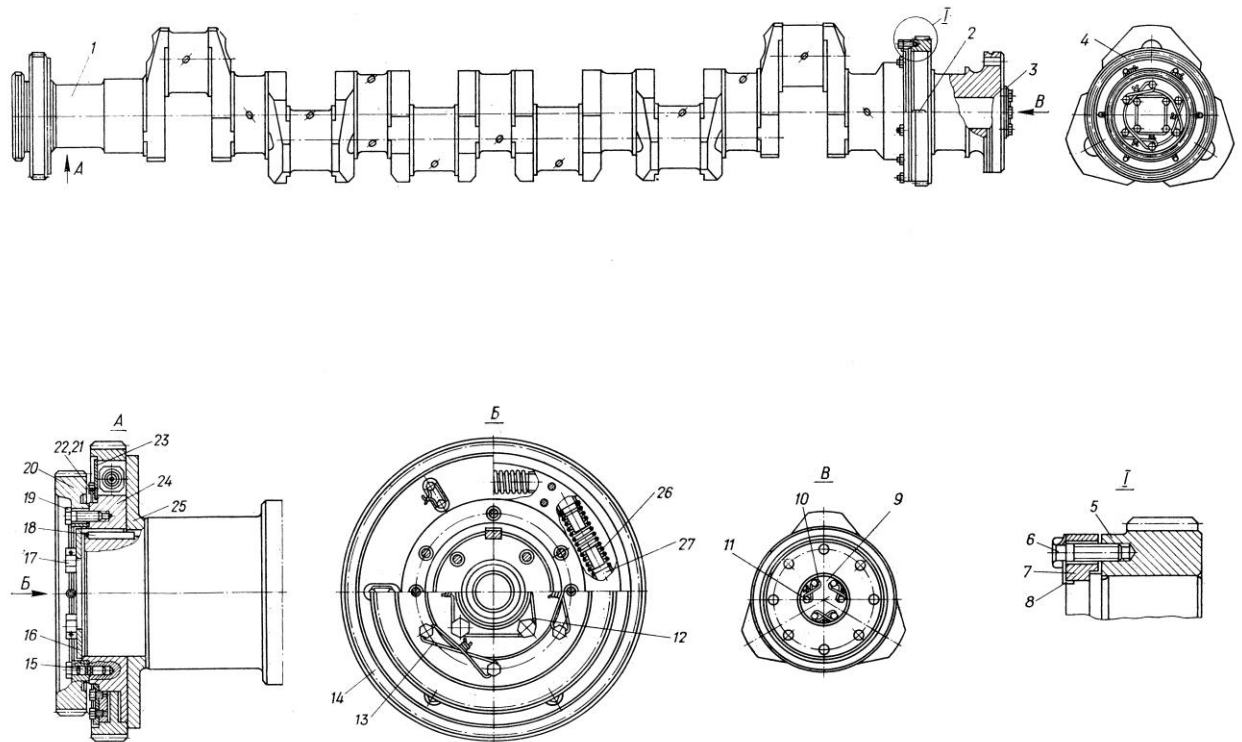


Рисунок 1.3 Вал колінчастий

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

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Шатун - (рис.1.4) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

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

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

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із

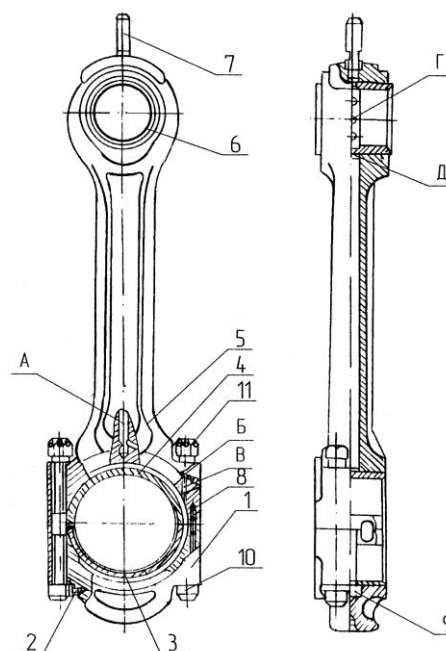


Рисунок 1.4

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилувач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.5).

В нижній головці шатуна розташовані сталеалюмінієві вкладиші 3 і 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та провороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

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

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень (рис.5) - чавунний, цілий, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

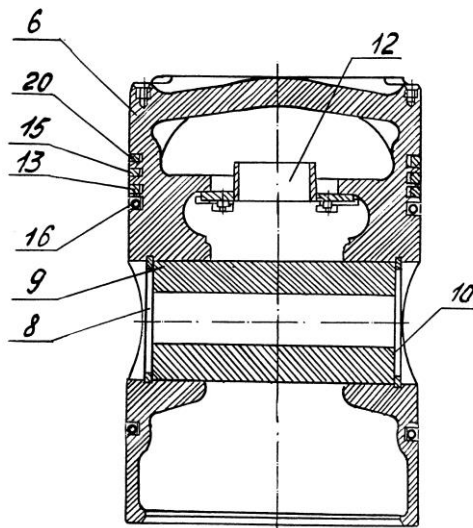


Рисунок 1.5 Поршень

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектного двигуна

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

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

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

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

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна для приводу електричного генератора обумовлює вимоги до таких параметрів, як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

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

Таблиця 2.1 Основні параметри газового двигуна - прототипа 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Величина
Частота обертання колінчастого валу	хв. ⁻¹	600
Середній ефективний тиск	КПа	1050
Номінальна ефективна потужність	кВт	500
Ресурс до першої переборки	год	8000
Ресурс до капітального ремонту	год	60000
Питома витрата газового палива	м ³ /кВтгод	0,30
Питома витрата мастила	г/(кВтгод)	1,0

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В основі методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1] стор.154

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

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

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

д) Коефіцієнт продувки камери згорання.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

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

з) Ступінь підвищення тиску

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

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроектованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 40...60°C [3] стор.207.

м) Температура залишкових газів

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

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

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

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна

1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 520 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$d = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,75$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$

1.2 Вихідні дані теплового розрахунку:

Тиск наддуву	$P_H = 200 \text{ кПа}$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 100 \text{ кПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К [0-20K]}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 185 \text{ кПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,15$
Середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,37$
розширення	$n_2 = 1,25$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,82$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$

Нижча теплота згоряння газу

$$Q_H = 34500 \text{ кДж/м}^3$$

Природний газ

Склад		в %	В об'ємних долях
Метан	CH ₄ =	95	0,95
Етан	C ₂ H ₆ =	2	0,02
Пропан	C ₃ H ₈ =	2	0,02
Бутан	C ₄ H ₁₀ =	1	0,01
Пентан	C ₅ H ₁₂ =	0	0
Вуглекислота	CO ₂ =	0	0
Оксид вуглецю	CO=	0	0
Азот	N ₂ =	0	0
Кисень	O ₂ =	0	0
водень	H ₂ =	0	0

1.3 Параметри робочого тіла

1.3.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

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

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

1.3.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,75 \cdot 10,17 = 18,79 \text{ кмоль/ кмоль}$$

1.3.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO₂:

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

1.3.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0,01) = 2,09 \text{ кмоль}$$

1.3.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,75 - 1) \cdot 10,17 = 1,6013 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,75 \cdot 10,17 = 14,055 \text{ кмоль}$$

1.3.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,09 + 2,09 + 1,6013 + 14,055 = 18,837 \text{ кмоль}$$

1.3.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,837 - 18,79 = 0,045 \text{ кмоль}$$

1.3.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,837}{18,79} = 1,0024$$

1.4 Параметри процесу наповнення

1.4.1 Температура після нагнітача

$$T_6 = T_a \times \left(\frac{P_6}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{200}{100} \right)^{0,6} = 380,0 K$$

1.4.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - (30 - 70^0) = 380,0 - 60 = 320,0 K$$

1.4.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{320,0 + 1,75 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,75 \cdot 10,17} = 320,0 K$$

де $T_r = 310 K$ – температура поступаючого газу

1.4.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{320 + 10}{310} \cdot \frac{185}{10,5 \cdot 190 - 185} = 0,045$$

γ_r для газових двигунів (0,04 - 0,12)

$$P_d = 0.95 \times P_g = 0.95 \cdot 200 = 190 \text{ кПа}$$

1.4.5 Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10.5}{10.5 - 1} \cdot \frac{190}{200} \cdot \frac{320}{320 + 10 + 0.045 \cdot 310} = 0.92$$

Φ_c для газових двигунів (0,8 - 0,9)

1.4.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320 + 10 + 0.045 \cdot 310}{1 + 0.045} = 348.1 \text{ K}$$

T_d для газових двигунів (310 - 360 K)

1.5 Параметри процесу стиску

1.5.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{\eta_1} = 190 \cdot 10.5^{1.37} = 4761.9 \text{ кПа}$$

P_c для газових двигунів (1200 - 4000)

1.5.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{\eta_1 - 1} = 348.1 \cdot 10.5^{1.37 - 1} = 830.8 \text{ K}$$

T_c для газових двигунів (650 - 850)

1.6 Параметри процесу згоряння

1.6.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.0024 + 0.045}{1 + 0.045} = 1.0023$$

β для газових двигунів (0,92 - 0,99)

1.6.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22.4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C v_m t_z - (m C v m_{cm}) \cdot t_c$$

1.6.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1.09}{18.837} = 0.0579$$

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,09}{18,837} = 0,1110$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,6013}{18,837} = 0,0850$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{14,055}{18,837} = 0,7462$$

1.6.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

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

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

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

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

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

$$mCv_{me} = 0,0850 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7462 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,1110 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0579 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,29 + 598,73 \cdot 10^{-5} T_z$$

1.6.5 Теплоємність газового палива

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

1.6.6 Мольна теплоємність складових газового палива

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

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

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

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

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

$$mCv_m = 0,944 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot T_c) + 0,005 \cdot (14,97 + \\ + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,013 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 1 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot T_c) \quad (28)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 12,99 + 5501,79 \cdot 10^{-5} T_c = 61,896 \text{ кДж/(кг К)}$$

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.6.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

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

$$mCv_{cm} = \frac{61,896 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_z) \cdot 1,2 \cdot 9,924 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} \cdot T_z)}{(1 + 1,2 \cdot 9,924)} \cdot \frac{0,0338 \cdot (1 + 2 + 9,924)}{(1 + 0,026)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,09 + 495,76 \cdot 10^{-5} T_z$$

де $mCv_{nov} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z$ – мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCvm_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T = 20,09 + \frac{247,88}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,09 + 247,88 \cdot 10^{-5} T_z$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

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

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCvm_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,134 + 532,729 \cdot 10^{-5} T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «Z»

$$mCp_{mz} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,134 + \frac{266,364}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.6.8 Максимальна температура процесу згоряння

$$\frac{0,8 \cdot 22,4 \cdot 34860}{(1 + 0,026) \cdot (1 + 1,2 \cdot 9,924)} = 1,0038 (29,57 + 290,51 \cdot 10^{-5} T_z) T_z - (20,136 + 300 \cdot 10^{-5} T_z + 8,314 \cdot 2,54) \cdot 915$$

1.6.9 Після підстановки одержимо квадратне рівняння

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де приведені коефіцієнти:

$$A = 266,975$$

$$B = 29,201$$

$$C = 54002,28 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,201 \sqrt{29,201^2 + 4 \cdot 266,975 \cdot 10^{-5} \cdot 54002,28}}{2 \cdot 266,975 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1884,8 \text{ К}$$

T_z для газових двигунів (2000 - 2600)

1.6.10 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0023 \cdot 4761,9 \cdot 1884,8 / 830,8 = 10827,7 \text{ кПа}$$

$P_{\max}$ для газових двигунів (1200 - 10000)

1.6.11 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{10827,7}{4761,9} = 2,27$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,54 - 2,55|}{2,545} 100\% = 5,76\%$$

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

1.6.12 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0023 \cdot 1884,8}{2,27 \cdot 830,8} = 1$$

1.7 Параметри процесу розширення

1.7.1 Ступінь подальшого розширення

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

1.7.2 Тиск в кінці розширення

$$P_{\varepsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10827,7}{10,5^{1,25}} = 572,9 \text{ кПа}$$

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.7.3 Температура в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1884,8}{10,5^{1,25-1}} = 1047,1K$$

1.7.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.z.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1047,1}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{185}{572,9} \right] = 832,4K$$

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

1.7.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1047,1}{\sqrt{\frac{572,9}{185}}} = 718,4K$$

T_r для газових двигунів (650 - 1000)

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|718,4 - 750|}{718,4} \times 100\% = 4,22\%$$

1.8 Індикаторні показники робочого циклу

1.8.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_C}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,95 \cdot 4761,9}{10,5 - 1} \cdot \left[2,27 \cdot (1 - 1) + \frac{2,27 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1177,24 kPa$$

Індикаторний ККД

P'_{mi} для газових двигунів (0,6 – 0,9)

1.8.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,75 \cdot 10,17) 320 \cdot 1177,24}{34500 \cdot 190 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,43$$

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_i для газових двигунів (0,28 – 0,42)

1.8.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{34500 \cdot 0,43} = 0,24 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.9 Ефективні показники робочого циклу

1.9.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{П.СР} = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 117,8 \text{ кПа}$$

1.9.2 Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \cdot n}{30} = \frac{0,34 \times 600}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.9.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1177,24 - 117,8 = 1059,47 \text{ кПа}$$

P_{me} для газових двигунів (500 - 850)

1.9.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{1059,47}{1177,24} = 0,90$$

η_M для газових двигунів (0,75 – 0,85)

1.9.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,43 \cdot 0,90 = 0,390$$

η_e для газових двигунів (0,23 – 0,37)

1.9.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,90} = 0,27 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.9.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,27 \cdot 520 = 139,0 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.10 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{520 \cdot 10^3}{1059,47 \cdot 600} = 98,16 \text{ л}$$

					ПФ НУК 142.54.21.04.ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.10.1 Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{98,16}{6} = 16,36 л$$

1.10.2 Діаметр циліндра

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,36}{3,14 \times 1,36}} = 248,4 мм.$$

1.10.4 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{PP}}{d_{PP}} = \frac{340}{250} = 1,36$$

1.10.5 Хід поршня

$$S = m \times d = 1,36 \cdot 248,4 = 337,8 мм$$

1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.11.1 Літраж двигуна

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

1.11.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{98,16}{6} = 16,68 л$$

1.11.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{1059,47 \cdot 100,09 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 530,2 кВт$$

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

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \cdot 100\% = \frac{530,2 - 520}{525,1} \cdot 100\% = 1,94\%$$

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ep}} + P_e}{2} = \frac{530,2 + 520}{2} = 525,1 \text{ кВт}$$

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

2.3.1 Розрахунок індикаторної діаграми

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

Таблиця 2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,177
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,76
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ε	-	10,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,83
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	4,76	95,2	10,95	219,0
1,25	3,506	70,1	8,285	165,7
1,75	2,211	44,2	5,44	108,8
2,0	1,842	36,8	4,604	92,1
2,5	1,357	27,1	3,483	69,7
3,0	1,057	21,1	2,773	55,5
4,0	0,712	14,2	1,936	38,7
5,5	0,461	10,2	1,3	26,0
7,0	0,331	6,6	0,962	19,2
9,2	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,2	4,0	0,579	11,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d- точка максимального тиску газів.

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,185$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,76$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,83$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ,ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна X = (1- cosφ)+0,25λ(1- cos2φ)	Відстань від ВМТ до точки X(AB)/2,мм
c, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
r', до ВМТ	20	0,073	8,6
r'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,70$ мм

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,24,76 = 5,71$ МПа;
 $p_c'/m_p = 5,71/0,05 = 114,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{max} = 0,8510,83 = 9,20$ МПа
 $p_{zd}/m_p = 9,20/0,05 = 184$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_1/2 = 1700,246/2 = 20,9$ мм

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 6. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Таблиця 2.5 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧН25/34 та запроєктованого

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧН25/34 (двигун-прототип)	6ГЧН25/34
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	500	520
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	600
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,7
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,18	0,20
Паливо, що споживається для роботи дизеля	Природний газ	Природний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	34500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1900	1885
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	10	10,83
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,15	1,177
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,42	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВтгод)	0,25	0,24
Механічний ККД двигуна, η_m	0,89	0,90
Ефективний ККД циклу, η_e	0,374	0,39
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,01	1,06
Питома витрата палива, b_e , м ³ /кВтгод	0,30	0,27

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ГЧН25/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ГЧН25/34 до 530 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,18 МПа до 0,20 МПа. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e=0,27$ м³/кВтгод нижча ніж у двигуна – прототипу $b_e=0,30$ м³/кВтгод.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e=530,2$ кВт
Частота обертання колін. валу	$n=600$ хв ⁻¹
Діаметр циліндру	$d=250$ мм
Хід поршня	$S=340$ мм
Число циліндрів	$i=6$
Коефіцієнт тактності	$Z=4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H=34500$ кДж/м ³
Годинна витрата газу	$B_r=139,0$ м ³ /год
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i=0,43$
Ефективний к.к.д.	$\eta_e=0,39$
Кількість свіжого заряду	$M_1=18,792$ кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r=18,837$ кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{ср.г.}=832,4$ К
Температура на початку стиску	$T_d=348,1$ К
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v=25,57$ кДж/кмоль К
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v=21,84$ кДж/кмоль К
Середній індикаторний тиск	$P_{mi}=1177,24$ кПа
Рівняння теплового балансу.	
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_T - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B^e \cdot Q_H^e / 3.6 = 70,7 \cdot 34500 / 3,6 = 1332,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 530,2 = 530,2 \text{ кВт}.$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \% = 530,20 / 1332,4 \cdot 100\% = 39,8\%$$

Перевірка:

$$Q_e' = Q_n \cdot \eta_e = 1332,4 \cdot 0,365 = 520 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_e') / Q_e \cdot 100 \% = 530,2 - 520 / 530,2 \cdot 100\% = 1,92 \%$$

похибка не перевищує 2%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\phi} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n = (0,16 + 0,05) \cdot 1332,4 = 159,9 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{Г.р.}=0,16$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вип}=0,05$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 168,24 \text{ кПа}$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 600 / 30 = 6,8 \text{ м/с};$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 168,24 = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня.

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 100,94 \cdot 0,0167 \cdot 600 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 50,5 \text{ кВт}$$

де V_s - Робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,138^2 \cdot 340 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot 50,5 = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 159,9 + 50,5 = 210,4 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v} = \frac{210,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0075 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \cdot \Delta P_v / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0075 \cdot 98 / 0,65 = 1,14 \text{ кВт.}$$

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді $Q_{в.н.} = 10000,65 = 1,14$ кВт

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{\epsilon.н.} = 159,9 + 50,5 + 1,14 = 211,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100 \% = 211,5 / 50,5 \cdot 100\% = 15,88 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cp.г}} \cdot T_{cp.г} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{139,0}{3,6 \cdot 22,4} \\ [12,95 \cdot 32,51 \cdot 832,4 - 12,9 \cdot 30,16 \cdot 348,1] = 538,8 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/кмольК}$$

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100 \% = 538,8 / 1332,4 \cdot 100\% = 40,44 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_{\epsilon} = (159,9 + 82,6) - 211,5 = 30,9 \text{ кВт}$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0,0620 \cdot 1332,4 = 82,6 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{МД} = (P_{МД} / P_{mi}) \eta_i = (168,24 / 1177,24) \cdot 0,43 = 0,0620$$

доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{тм} \cdot \Delta T} = \frac{1,5 \cdot 30,9}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0031 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ - Коефіцієнт запасу

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

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

$\Delta T_{\text{м}}= 8$ К Температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{М}} \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0031 \cdot 450000}{0,8 \cdot 10^3} = 1,98 \text{ кВт}$$

де $P_0=0,410^6$ - робочий тиск масла в системі;

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

тоді

$$Q_{\text{М2}} = 1000 \cdot P_{\text{МН}} = 1000 \cdot 1,98 = 2 \text{ ккВ}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}} = 30,9 + 2 = 32,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{М}} = Q_{\text{М}} / Q_{\text{П}} \cdot 100 \% = 32,9 / 1332,4 \cdot 100 \% = 2,47 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{П}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{М}}) = 1332,4 - (530,2 + 211,5 + 538,8 + 32,9) = 18,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{Н.В.}} / Q_{\text{П}} \cdot 100 \% = 18,9 / 1332,4 \cdot 100 \% = 1,42 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.6

Таблица 2.6 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	530,2	39,8
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	211,5	15,9
теплота, яка виноситься випускними газами	538,8	40,4
теплота, яка відводиться маслом	32,9	2,5
невраховані теплові втрати	18,9	1,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1332,4	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

- | | |
|---|--------------------------------------|
| а) діаметр поршня | $D = 0,25\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 216,6 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 10,83 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$ |
| е) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | |
| $m_s = 80,6 \text{ кг}$ | |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| л) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 =$ | |
| $= 3,14600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$ | |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені в Додатку Е графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 Результати динамічного розрахунку.

φ °	РЦ	ГГ	Гн	Гд	Г _N	Г _r	Г _k	Г _r	Гн	Гд	Г _N	Г _r	Г _k
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	4,0	9,81	-67,29	-57,48	0,00	-57,48	0,00	4,0	-27,4	-23,4	0,0	-23,4	0,0
15	4,0	9,81	-63,67	-53,86	-3,44	-51,13	-17,26	4,0	-26,0	-22,0	-1,4	-20,8	-7,0
30	4,0	9,81	-53,41	-43,60	-5,40	-35,06	-26,48	4,0	-21,8	-17,8	-2,2	-14,3	-10,8
45	4,0	9,81	-38,19	-28,37	-5,01	-16,52	-23,61	4,0	-15,6	-11,6	-2,0	-6,7	-9,6
60	4,0	9,81	-20,36	-10,55	-2,30	-3,28	-10,28	4,0	-8,3	-4,3	-0,9	-1,3	-4,2
75	4,0	9,81	-2,47	7,34	1,80	0,17	7,55	4,0	-1,0	3,0	0,7	0,1	3,1
90	4,0	9,81	13,29	23,10	5,86	-5,86	23,10	4,0	5,4	9,4	2,4	-2,4	9,4
105	4,0	9,81	25,48	35,30	8,63	-17,48	31,86	4,0	10,4	14,4	3,5	-7,1	13,0
120	4,0	9,81	33,65	43,46	9,48	-29,94	32,90	4,0	13,7	17,7	3,9	-12,2	13,4
135	4,0	9,81	38,19	48,00	8,48	-39,94	27,95	4,0	15,6	19,6	3,5	-16,3	11,4
150	4,0	9,81	40,13	49,94	6,19	-46,34	19,61	4,0	16,4	20,4	2,5	-18,9	8,0
165	4,0	9,81	40,66	50,47	3,22	-49,59	9,95	4,0	16,6	20,6	1,3	-20,2	4,1
180	4,0	9,81	40,72	50,53	0,00	-50,53	0,00	4,0	16,6	20,6	0,0	-20,6	0,0
195	4,0	9,81	40,66	50,47	-3,22	-49,59	-9,95	4,0	16,6	20,6	-1,3	-20,2	-4,1
210	4,1	10,06	40,13	50,18	-6,22	-46,57	-19,71	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
225	4,5	11,04	38,19	49,23	-8,70	-40,96	-28,66	4,5	15,6	20,1	-3,5	-16,7	-11,7
240	5,1	12,51	33,65	46,16	-10,06	-31,79	-34,94	5,1	13,7	18,8	-4,1	-13,0	-14,2
255	5,9	14,47	25,48	39,96	-9,77	-19,78	-36,07	5,9	10,4	16,3	-4,0	-8,1	-14,7
270	7,5	18,40	13,29	31,68	-8,04	-8,04	-31,68	7,5	5,4	12,9	-3,3	-3,3	-12,9
285	10,3	25,27	-2,47	22,80	-5,58	0,51	-23,46	10,3	-1,0	9,3	-2,3	0,2	-9,6
300	15,0	36,80	-20,36	16,44	-3,58	5,11	-16,03	15,0	-8,3	6,7	-1,5	2,1	-6,5
315	23,9	58,63	-38,19	20,44	-3,61	11,90	-17,01	23,9	-15,6	8,3	-1,5	4,9	-6,9
330	42,4	104,01	-53,41	50,60	-6,27	40,69	-30,73	42,4	-21,8	20,6	-2,6	16,6	-12,5
345	73,7	180,80	-63,67	117,13	-7,47	111,20	-37,53	73,7	-26,0	47,7	-3,0	45,3	-15,3
360	114,2	280,15	-67,29	212,86	0,00	212,86	0,00	114,2	-27,4	86,8	0,0	86,8	0,0

Таблица 2.7 продовження													
375	180,0	441,56	-63,67	377,89	24,11	358,78	121,09	180,0	-26,0	154,0	9,8	146,3	49,4
390	105,8	259,54	-53,41	206,13	25,55	165,74	125,19	105,8	-21,8	84,0	10,4	67,6	51,0
405	63,5	155,77	-38,19	117,59	20,77	68,46	97,83	63,5	-15,6	47,9	8,5	27,9	39,9
420	41,0	100,58	-20,36	80,22	17,49	24,96	78,22	41,0	-8,3	32,7	7,1	10,2	31,9
435	28,8	70,65	-2,47	68,18	16,68	1,54	70,17	28,8	-1,0	27,8	6,8	0,6	28,6
450	21,8	53,48	13,29	66,76	16,94	-16,94	66,76	21,8	5,4	27,2	6,9	-6,9	27,2
465	17,3	42,44	25,48	67,92	16,62	-33,63	61,31	17,3	10,4	27,7	6,8	-13,7	25,0
480	14,0	34,34	33,65	67,99	14,82	-46,83	51,47	14,0	13,7	27,7	6,0	-19,1	21,0
495	12,4	30,42	38,19	68,61	12,12	-57,08	39,94	12,4	15,6	28,0	4,9	-23,3	16,3
510	10,6	26,00	40,13	66,13	8,20	-61,37	25,97	10,6	16,4	27,0	3,3	-25,0	10,6
525	9,2	22,57	40,66	63,23	4,03	-62,12	12,47	9,2	16,6	25,8	1,6	-25,3	5,1
540	7,4	18,15	40,72	58,87	0,00	-58,87	0,00	7,4	16,6	24,0	0,0	-24,0	0,0
555	4,7	11,53	40,66	52,19	-3,33	-51,27	-10,29	4,7	16,6	21,3	-1,4	-20,9	-4,2
570	4,1	10,06	40,13	50,18	-6,22	-46,57	-19,71	4,1	16,4	20,5	-2,5	-19,0	-8,0
585	3,7	9,08	38,19	47,26	-8,35	-39,32	-27,52	3,7	15,6	19,3	-3,4	-16,0	-11,2
600	3,5	8,59	33,65	42,23	-9,21	-29,09	-31,97	3,5	13,7	17,2	-3,8	-11,9	-13,0
615	3,5	8,59	25,48	34,07	-8,33	-16,87	-30,75	3,5	10,4	13,9	-3,4	-6,9	-12,5
630	3,5	8,59	13,29	21,87	-5,55	-5,55	-21,87	3,5	5,4	8,9	-2,3	-2,3	-8,9
645	3,5	8,59	-2,47	6,11	-1,50	0,14	-6,29	3,5	-1,0	2,5	-0,6	0,1	-2,6
660	3,5	8,59	-20,36	-11,77	2,57	-3,66	11,48	3,5	-8,3	-4,8	1,0	-1,5	4,7
675	3,5	8,59	-38,19	-29,60	5,23	-17,23	24,63	3,5	-15,6	-12,1	2,1	-7,0	10,0
690	3,5	8,59	-53,41	-44,83	5,56	-36,04	27,22	3,5	-21,8	-18,3	2,3	-14,7	11,1
705	3,5	8,59	-63,67	-55,08	3,51	-52,30	17,65	3,5	-26,0	-22,5	1,4	-21,3	7,2
720	3,5	8,59	-67,29	-58,70	0,00	-58,70	0,00	3,5	-27,4	-23,9	0,0	-23,9	0,0

РОЗДІЛ 3 ПРОЕКТУВАННЯ КРИШКИ ЦИЛІНДРУ

3.1 Опис та аналіз конструкцій кришок циліндрів

На кришку циліндру діють значні газові сили та високі термічні навантаження, тому при проектуванні кришки необхідно забезпечити рівномірний розподіл температур по її вогневому днищі, зниженню їх загального рівня, а також по можливості уникати різких переходів в елементах кришки для зменшення концентрації напруги в цих місцях.

Конструкція кришки циліндру (головки блоку циліндрів) в основному визначається типом двигуна, способом виконання робочого процесу, формою камери згоряння, прийнятою схемою газорозподілу, розташуванням та конфігурацією впускних та випускних каналів. В багатооборотних двигунах звичайно виконують спільні на декілька циліндрів або на весь блок кришки, які в цьому випадку називаються головками блоків циліндрів. Потужні мало - та середньо оборотні двигуни мають індивідуальні кришки.

Найбільш просту конструкцію мають кришки циліндрів двотактних двигунів з петлевою продувкою, так як в цьому випадку відсутні канали та клапани випуску. Днище кришки часто має вгнуту форму, яка забезпечує кращу продувку камери згоряння та добру якість сумішоутворення при помірних термічних напругах в матеріалі кришки. У крупних мало оборотних двигунах кришки можуть складатися із двох частин; зовнішню несучу частину виконують із литої сталі, а внутрішня центральна частина уявляє собою вставку із спеціального чавуну, на якій розміщують форсунку, пусковий та запобіжний клапани, індикаторний кран. Можливе інше конструктивне рішення кришки складеної конструкції: нижня частина кришки, що обернена до камери згоряння, - із жаростійкої сталі, а верхня (несуча) частина – із чавуну.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Більш складну конструкцію та більше термічне навантаження мають кришки циліндрів двотактних двигунів з прямоточно – клапанною продувкою та чотиритактних двигунів. Випускні канали в цьому випадку вносять суттєве погіршення розподілу температур по елементам кришки, що може бути причиною підвищених термічних напруг. До цього приводить і установка в кришці елементів розділених камер згоряння. Зрозуміло, що симетрична форма кришки, особливо її вогневого днища, забезпечує більш рівномірний розподіл температур і відповідних термічних напруг. Така форма може бути порівняно легко отримана при одно клапанній для двотактних та чотири клапанної для чотиритактних двигунів схемі газорозподілу. Якщо використовується механізм газорозподілу з двома клапанами, то часто кришки циліндрів виконують асиметричними по причині необхідності зміщувати форсунку від осі циліндру для розміщення в днищі клапанів необхідного прохідного перерізу.

При проектуванні кришок двигунів слід стримитися отримувати по можливості рівномірний розподіл температур, особливо у вогневому днищі, так як найбільш часто в ньому утворюються тріщини, що виводять кришку із ладу. Важливо також забезпечувати при роботі двигуна мінімальні деформації кришок в зоні, що прилягає до сідел клапанів; в іншому випадку можливі порушення щільності посадки клапана на сідло, що дуже швидко приводить до прогоряння клапану. У деяких середньо оборотних чотиритактних двигунах для підвищення надійності цього вузла сідла випускних клапанів виконують охолоджуваними. Випускні клапани крупних мало оборотних двигунів встановлюють, як правило, в спеціальні охолоджувані корпуси, що не тільки полегшує організацію раціонального охолодження сідла клапану та отримання більш рівномірного поля температур в кришці, але і дає деякі зручності в експлуатації.

З метою захисту опорного бурта втулки циліндру від дії високих температур кришки виконують інколи утопленими у втулку або

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

передбачають перекриття цього бурта поршнем при знаходженні його у ВМТ; останнє можливе, якщо днище кришки має напівковпачкову форму.

Розташування клапанів в кришці циліндрів.

В залежності від розташування клапанів механізми газорозподілу діляться на три види:

- 1) механізми газорозподілу з нижніми (боковими) клапанами, що застосовуються в карбюраторних та газових двигунах;
- 2) механізми газорозподілу з верхніми (підвісними) клапанами, що застосовуються в карбюраторних, газових та дизельних двигунах;
- 3) механізми газорозподілу із змішаним розташуванням клапанів, які застосовуються в карбюраторних, газових та дизельних двигунах.

Для покращення наповнювання циліндру двигуна діаметр впускного клапану виконується звичайно більшим, ніж випускного. Впускний та випускний клапани однакових розмірів, а також виготовлені із однієї сталі, зустрічають порівняно рідко. Верхні клапани розташовуються в кришці циліндру(головці), бокові - в блоці циліндрів.

Бокові клапани розміщують звичайно в один ряд (рис.3.1).

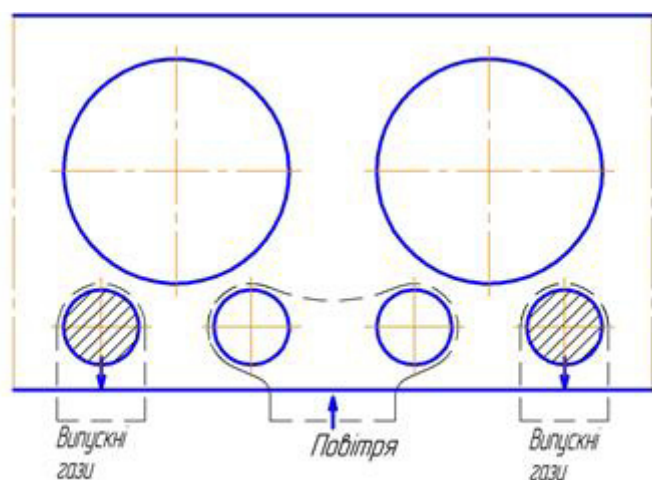


Рисунок 3.1 Схема розташування бокових клапанів

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Приведення їх в дію виконується за допомогою штовхачів від спільного розподільчого валу. Впускні та випускні клапана розташовують або попарно, або передуються поміж собою. При попарному розташуванні канали випускних клапанів можна об'єднувати, за рахунок чого спрощуються трубопроводи та зменшується число каналів в блоці. Канали випускних клапанів не об'єднуються, що забезпечує краще охолодження цих клапанів.

При верхньому розташуванні клапанів, що застосовується у всіх дизелях та в більшості сучасних автомобільних і тракторних двигунах, найбільше розповсюдження получили конструкції двигунів з двома клапанами на циліндр. Клапани у цьому випадку можуть бути розташовані в один (рис. 3.2) або в два ряди (рис.3.3).

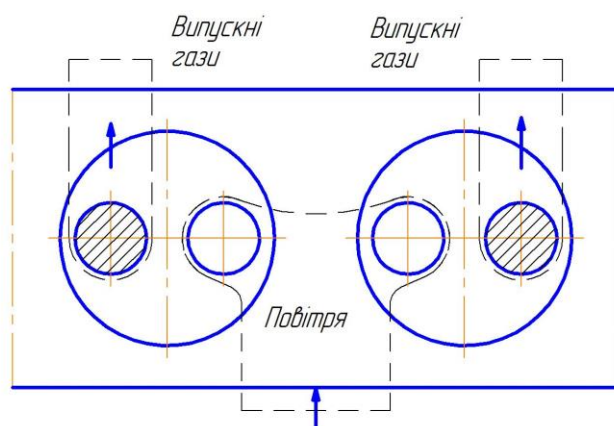


Рисунок 3.2 Схема розташування підвісних клапанів в один ряд

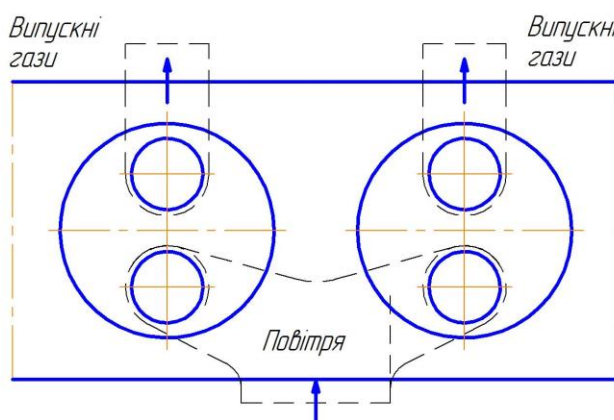


Рисунок 3.3 Схема розташування підвісних клапанів в два ряди

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В карбюраторних двигунах з однорядним розташуванням клапанів для забезпечення підігріву впускного трубопроводу та більш досконалого випаровування палива впускний та випускний трубопроводи звичайно розташовують з однієї сторони головки циліндрів. У двигунах з двохранним розташуванням клапанів, а також у V – подібних двигунах, трубопроводи розташовують по обидві сторони головки циліндрів. Таке ж розташування трубопроводів застосовується частіше всього і в дизелях, що дозволяє зменшити підігрів впускного трубопроводу і тим самим підвищити коефіцієнт наповнювання двигуна.

Для покращення наповнення циліндрів, зниження температури випускних клапанів та зменшення маси деталей механізму газорозподілу, що приходить на один клапан, в двигунах великої потужності в деяких випадках доцільно встановлювати три і навіть чотири клапана на циліндр.

При установці трьох клапанів на циліндр їх можна розташовувати таким чином: один впускний клапан більшого діаметра і два випускних клапана меншого діаметра (рис.3.4,а); два впускних клапана меншого діаметра і один випускний клапан більшого діаметра (рис. 3.4,б).

В першому випадку забезпечується зниження температури випускних клапанів, в другому – краще наповнення циліндрів.

Конструкції з чотирма клапанами на циліндр (два впускних та два випускних) зустрічаються переважно в двигунах великої потужності.

Однорядні клапани в цьому разі розміщуються більшою частиною в одному ряду (рис.3.5,а). Розташування однорядних клапанів в двох рядах (рис.3.5,б) внаслідок перегріву стержня випускного клапана, розташованого ближче до випускного колектора, розповсюдження не получило.

Механізм клапанного розподілу при боковому розташуванні клапанів складається із таких деталей: клапани, направляючі втулки клапанів, клапанні пружини, деталі кріплення клапанних пружин, штовхачі, розподільчий вал та привод розподільчого валу.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

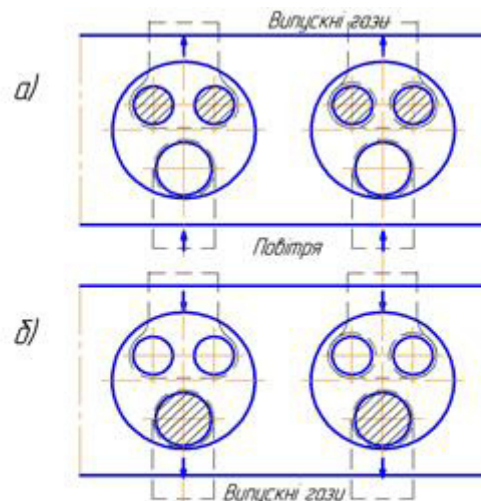


Рисунок 3.4 Схема розташування трьох клапанів в циліндрі

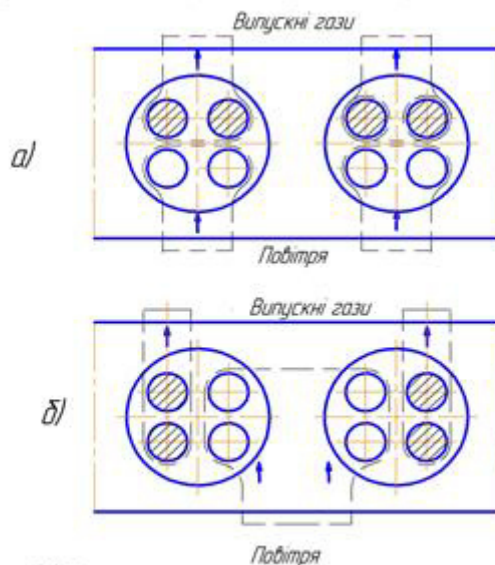


Рисунок 3.5 Схема розташування чотирьох клапанів в циліндрі

При верхньому розташуванні клапанів і приводі їх від нижнього розподільчого валу до названих деталей механізму газорозподілу додаються штанги, коромисла, стійки та валики коромисел. Підвісні клапана можуть мати привід і від верхнього розподільчого валу за допомогою важільного механізму.

В автомобільних двигунах з чотирма клапанами на циліндр при розміщенні однойменних клапанів в одному ряду останні приводяться частіше всього від розташованих на головці циліндрів розподільчих валів, кулачки яких діють на тарілки клапанів безпосередньо. Однойменні клапана

можна також приводити в дію за допомогою три плечих важелів або
поздовжніх траверзів.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Опис конструкції кришки двигуна - прототипу

Кришка робочого циліндру 1 (рис.3.6) чавуна, дво - клапана, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру 4-мя шпильками.

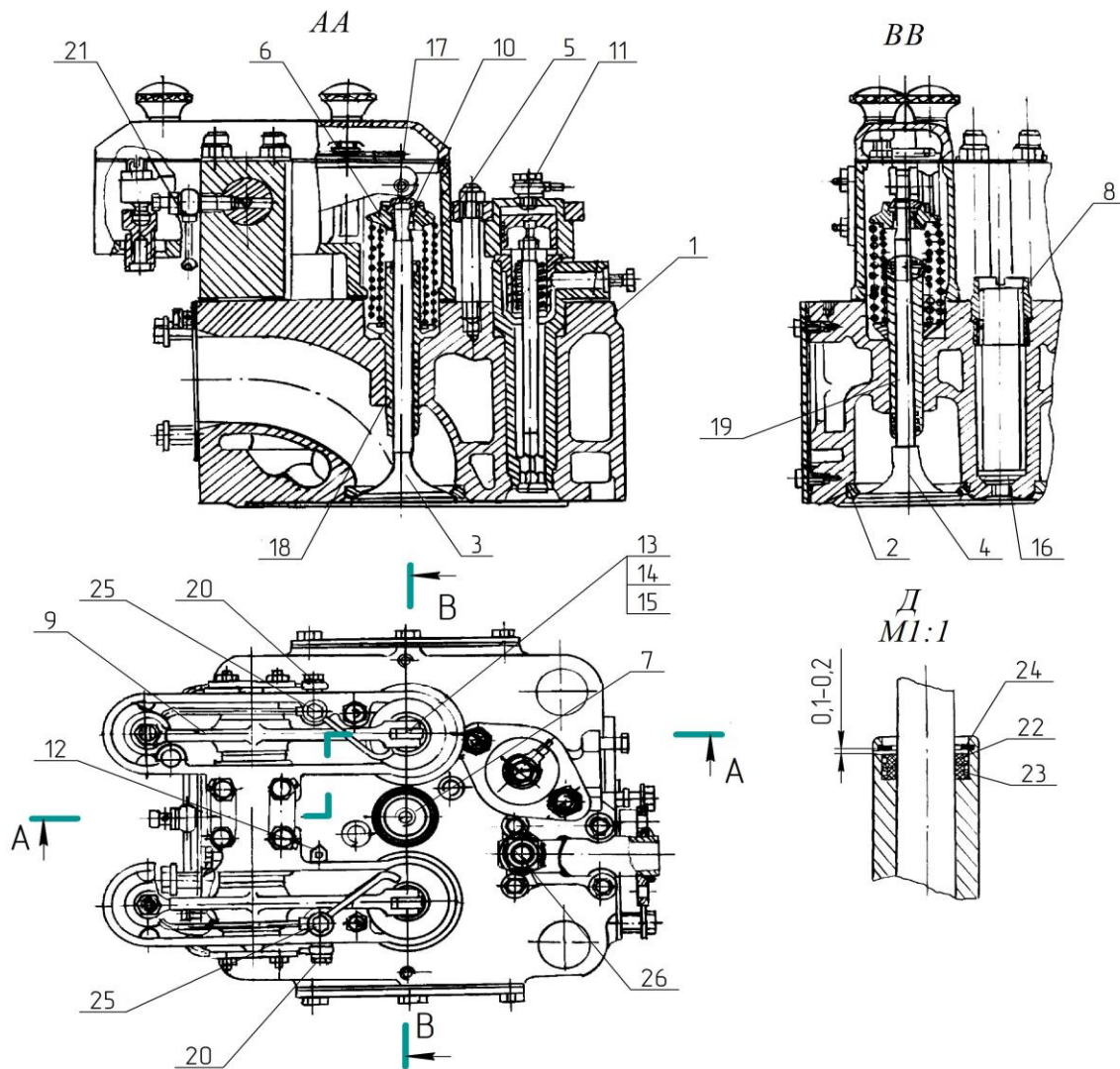


Рисунок 3.6 Кришка робочого циліндру

1-кришка; 2-сідло клапана; 3-впускний клапан; 4-випускний клапан;
5-зовнішня пружина; 6-внутрішня пружина; 7-свічка; 8-втулка різьбова,
9-коромисло; 10-тарілка верхня; 11-пусковий клапан; 12-шпindelь;
13-ролик коромисла; 14-ось коромисла; 15-пружина; 16-мідна
прокладка; 17-сухарик замка клапана; 18- втулка впускного
клапана; 19-втулка випускного клапана; 20-ніпель; 21-штуцер;
22-прокладки; 23-фторопластове кільце; 24-стопорне кільце; 25-дросель;
26-стійка.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ

Аркуш

На днищі кришки є ущільнюючий борт, який входить в проточку на втулці циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння ставляться прокладки із відпаленої червоної міді. Підбором прокладок встановлюється висота камери стиску. Товщина прокладок – 1,0 мм и 1,5 мм.

Коромисла приводів клапанів встановлені в окремому корпусі, який забезпечує герметичне ущільнення порожнин. Корпус з коромислами кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок М16 та додатковими шпильками М12.

Коромисла встановлені на бронзових втулках або на голчастих підшипниках. На одному кінці коромисла є натискний болт з кульовою головкою (опора коромисла), що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги. Натискний болт стопориться контргайкою. На другому кінці коромисла на осі 14 встановлено ролик 13, який контактує з загартованим ковпачком, надітим на шток клапану.

Установочний зазор поміж роликом та ковпачком повинен бути рівним 0,35 мм (на холодному двигуні). Ковпачок запобігає розклепуванню штока.

Змазка до втулок коромисел, ролика та опорам коромисел підводиться від масляної системи двигуна. Від головної магістралі масло поступає до штуцера 21 и через дросельні отвори в ньому по свердленням в осях на змащування втулок коромисел, а через ніпеля 20 та дроселя 25 по трубкам до роликів та опорів коромисел. Змазка елементів кришки з коромислами на голчастих підшипниках аналогічна, за виключенням ручного змащування голчастих підшипників через масльонку, яка встановлюється замість штуцера 21. Масло, що надійшло до опорів, стікає безпосередньо в кожух штанги штовхача, а масло, що надійшло на змащування втулок та роликів коромисел, стікає в стаканоподібну виїмку кришки циліндра и по відповідним канавам, також стікає в кожух штанги.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В центрі кришки різьбовим кріпленням встановлені свічки запалювання 7. Для ущільнення торцевих поверхнів поміж свічкою та кришкою вставляються мідні відпалені прокладки 16.

Впускний 3 та випускний 4 клапани притерті до сідел 2 і притискаються до них пружинами 5 і 6. Верхнім кінцем пружини впираються в тарілку 10, яка з'єднується із штоком клапану за допомогою сухариків замка 17. Штоки обох клапанів хромовані, а фаска випускного клапану наплавлена твердим сплавом, і, крім того, перехід від тарілки до штоку виконаний ступінчастим. Впускні та випускні клапани відрізняються по конструкції. У впускного клапану перехід від тарілки до штоку виконаний плавним, к випускного – ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути на це увагу та ставити клапани у відповідні гнізда. Впускні та випускні клапана виготовлені із жаростійкої сталі.

Сідла клапанів, що виготовлені із спеціального сплаву на нікелевій основі, запресовані в гнізда на днищі кришки циліндру. При заміні сідел необхідно старі сідла видаляти механічним способом, без пошкодження їх посадочних поверхонь.

Клапана переміщаються в направляючих втулках 18, 19, які запресовані в кришку. В направляючих втулках встановлені фторопластові ущільнення 23, які одночасно забезпечують змазку штоків клапанів (ефект насосного ходу ущільнення).

Набором прокладок 22, забезпечується зазор вказаний на рис. 3.1 поміж стопорним кільцем 24 та фторопластовим ущільненням 23.

Сідла клапанів виготовлені із високої міцності спеціального чавуну та запресовані в днище кришки. При заміні сідел необхідно старі сідла видаляти механічним способом, без пошкодження їх посадочних поверхонь.

На кришці із сторони випуску розміщений пусковий клапан 15, із сторони впуску – запобіжний клапан 23. На кришці розміщений також декомпресійний клапан 27, на вільному кінці якого є різьба для

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

встановлення клапанного пристрою, що заміряє максимальний тиск в циліндрі.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолоджуюча вода надходить із блок – картера по переливним патрубкам в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище та через два отвори в перегородці, розташованих в зоні канави для форсунки, поступає у верхню порожнину, відкіля по переливним раковинам – у відповідну трубу. Раковина до відповідної труби кріпиться фланцем та ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, що закриті кришками 24. На верхній площині кришки є канавки, по яким масло та паливо, що попадає на кришку відводиться в дренажний трубопровід. Організоване охолоджування забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки.

Закриття кришки циліндра складається з корпусу закриття і легко з'ємної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів.

Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

На корпусі є з одного боку різьблення для укрупчування крана в перехідник, з іншого – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту на кришку, відводяться в дренажну систему.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Пропозиції по покращенню конструкції кришки циліндру

Для забезпечення якісного газообміну в циліндрі газового двигуна – прототипу 6ГЧН25/34 впускний і випускний клапани мають великі діаметри тарілок -100мм, що при високій температурі випускних газів призводить до теплової деформації тарілки клапана та погіршення щільності пари клапан – сідло. Тому при експлуатації газового двигуна приходится часто (приблизно через 6000 мотогодин) виконувати операцію притирання клапанів до сідел кришки. Покращити роботу вказаних клапанів можна замінивши два клапана на чотири з меншими діаметрами, але для цього необхідно буде розробити нову значно складнішу конструкцію кришки циліндру, провести тривалі дослідні та експлуатаційні випробування її при роботі на двигуні. Все це займе значного часу та потребує великих матеріальних та фінансових витрат, що при незначній кількості вироблених газових двигунів типу 6ГЧН25/34 є недоцільним.

Тому в кваліфікаційній роботі для забезпечення надійної роботи газового двигуна – генератора в конструкцію кришки циліндру вносяться зміни, які дозволять зменшити навантаження на випускний клапан та його сідло при можливих в експлуатації явищах детонаційного згоряння палива в циліндрах двигуна. Випускний клапан запропонованої конструкції має менший діаметр тарілки клапану ($\varnothing 90$) в порівнянні з випускним клапаном двигуна – прототипу ($\varnothing 100$), що збільшує його жорсткість та зменшує теплове навантаження на нього, так як при незмінному діаметрі стержня клапана відведення тепла від нього покращується. Для збереження пропускної здатності випускного клапана з меншим діаметром тарілки зменшено кут її фаски з 45° до 20° . Також зменшений кут фаски тарілки випускного клапана із 45° до 30° , що покращить наповнення циліндру газоповітряною сумішшю. Для збільшення ресурсу пари: стержень клапана – направляюча втулка клапана внесені зміни в конструкцію втулки. Покращення ущільнення втулка-стержень клапана досягнуто за рахунок

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

лабіринтного ущільнення, яке виконане у вигляді різьбової поверхні на внутрішній поверхні втулки направляючої. При доробці конструкції клапанів та втулки направляючої був врахований досвід конструювання та експлуатації вказаних деталей на газових двигунах таких відомих фірм як Янбахер (Австрія), Гуаскор (Іспанія), Катерпілер (США). Застосування випускного і впускного клапанів та втулки направляючої нової конструкції підвищують надійність та техніко – економічні показники двигуна в цілому.

Для покращення ущільнення стику поміж втулкою та кришкою циліндру змінена конструкція днища кришки та верхнього бурта втулки циліндру (рис.3.7).

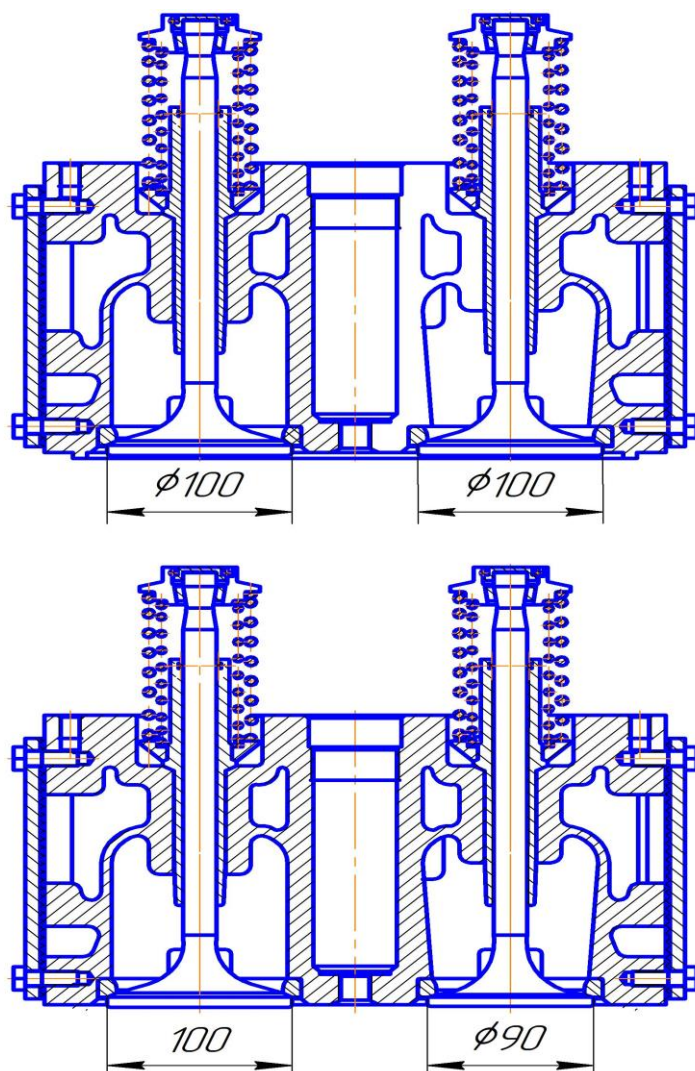


Рисунок 3. Кришка циліндру
а – серійна конструкція; б – нова конструкція

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В двигуні - прототипі 6ГЧН25/34цей стик ущільнювався за рахунок наявності на торцевій поверхні бурті втулки циліндру кільцевої канавки, а на днищі кришки циліндру кільцевого бурта. Герметичність вказаного стику забезпечують кільцеві мідні прокладки, яких може бути декілька і їх товщина може бути різною. За допомогою вказаних прокладок регулюється висота камери стиску, а, отже, і ступінь стиску. Недоліком вказаної конструкції стику є необхідність в заміні мідних ущільнюючих прокладок при виконанні ремонтних робіт з розбиранням двигуна. Також конструкції втулки циліндру з кільцевою канавкою на торці бурта та кришки циліндру з кільцевим буртом є не технологічними і трудомісткими у виробництві. Застосування плоских поверхонь в стику втулка циліндру – кришка циліндру дає можливість застосувати сталю ущільнюючу прокладку, необхідну товщину якої легко забезпечити при складанні двигуна простою шліфівкою. При виконанні ремонтних робіт вона не потребує заміни, так як її деформація при складанні і в процесі роботи двигуна практично відсутня.

3.4 Розрахунок на міцність кришки циліндру

Задачею розрахунку є знаходження сумарних напруг в кришці циліндру та перевірка її жорсткості.

Кришка робочого циліндру розглядається як монолітна конструкція (рис.3.8), що навантажується силою затяжки шпильок, силою тиску газів в циліндрі двигуна та піддається дії високої температури. Небезпечним розрізом кришки слід вважати розріз, що має найменший момент інерції. Цей розріз проходить через осі робочих клапанів.

Вихідними даними для розрахунку кришки циліндру є:

- $p_{\max} = 10,83$ МПа – максимальний тиск згоряння;
- $D_f = 0,295$ м – середній діаметр ущільнюючого бурта;
- $L = 0,28$ м – відстань поміж шпильками;
- $\lambda = 1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт затяжки шпильок;

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

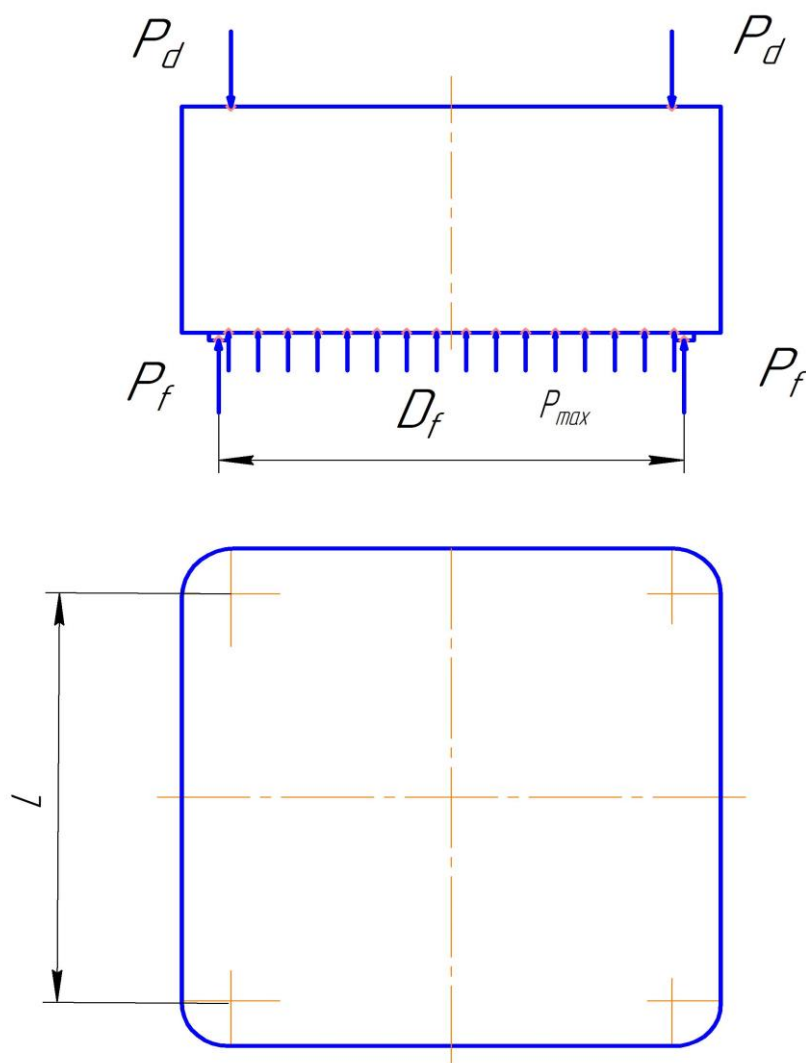


Рисунок 3.8 Розрахункова схема кришки робочого циліндру

- механічні властивості матеріалу кришки:
- $\alpha = 1,0710^{-5}$ град $^{-1}$ – коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;
- $E = 1,510^5$ МПа – модуль пружності для чавуну;
- $\delta = 0,018$ м – товщина днища кришки;
- $\lambda = 52$ Ват/(мград) – коефіцієнт теплопровідності чавуну;
- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуансона для чавуну

Під час роботи двигуна в тілі кришки виникають механічні напруги від тиску газів та затяжки шпильок кріплення, а також температурні напруги від перепаду температур в нижній вогневій дошці кришки.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

Розглядаючи кришку циліндру як вільно опертий по ущільнюючому бурту диск, що навантажений симетрично розподіленими силами, знаходимо найбільший згинальний момент в діаметральному перерізі по наступній формулі

$$M_{II} = \frac{P_d \cdot L}{4} - \frac{(P_d - P_f) \cdot D_f}{2\pi} - \frac{P_f \cdot D_f}{3\pi} = \frac{1470130 \cdot 0,28}{4} - \frac{(1460300 - 730500) \cdot 0,295}{2 \cdot 3,14} - \frac{735065 \cdot 0,295}{3 \cdot 3,14} = 45360 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_d = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,295^2}{4} \cdot 10,83 \cdot 10^6 = 1460300 \text{ Н} - \text{сила зтяжки}$$

шпильок кріплення кришки

$$P_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} = \frac{3,14 \cdot 0,295^2}{4} \cdot 10,83 \cdot 10^6 = 730500 \text{ Н} - \text{сила, що діє на днище}$$

кришки циліндру від максимального тиску газів.

Від дії згинального моменту знаходимо:

- напругу розтягування у верхній дошці кришки

$$\sigma_p = \frac{M_u}{W_p} = \frac{45360}{7,90 \cdot 10^{-4}} = 57,4 \text{ МПа},$$

де $W_p = 7,9010^{-4} \text{ м}^3$ – момент опору розтягнутих волокон небезпечного поперечного перерізу;

- напруга стиску у нижній дошці кришки

$$\sigma_{cm.} = \frac{M_u}{W_{cn}} = \frac{45360}{5,45 \cdot 10^{-4}} = 83,2 \text{ МПа},$$

де $W_{cn} = 5,4510^{-4} \text{ м}^3$ – момент опору стиснутих волокон, м^3

Теплова напруга в нижній дошці від перепаду температур знаходиться по формулі

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 58,5}{2 \cdot (1 - 0,3)} = 78,2 \text{ МПа}$$

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де } \Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{168 \cdot 0,018}{0,052} = 58,5^{\circ}\text{C} \quad - \quad \text{перепад температур в}$$

нижній дощі кришки циліндру. Теплове навантаження днища кришки визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q , що проходить через одиницю площі поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{a \cdot B_e \cdot Q_H \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot i \cdot D_f^2} = \frac{0,05 \cdot 141,7 \cdot 34500 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,295^2 \cdot 6} = 168 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

де $a = 0,05$ – доля тепла, що відводиться через днище кришки циліндру в охолоджуючу воду.

$B_r = 141,7 \text{ м}^3/\text{год}$ – витрата паливного газу двигуном за годину;

$Q_H = 34500 \text{ кДж}/\text{м}^3$ – теплота згоряння природного газу;

$i = 6$ – число циліндрів двигуна

Вважаючи одночасно діючими найбільші механічні та температурні напруги у вогневому днищі, знайдемо умовну сумарну напругу стиску

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{ст}} + \sigma_t = 83,2 + 78,2 = 161,4 \text{ МПа}$$

Допустима сумарна напруга для чавунних кришок циліндрів

$$[\sigma_{\Sigma}] = 120 \dots 180 \text{ МПа}$$

Отже працездатність кришки робочого циліндру при діючих на неї навантаженнях забезпечується.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Вплив ультразвуку і вібрації на людину і заходи по боротьбі із ними

Вплив ультразвуку на людину виявляється багато в чому схожим з високочастотним шумом, однак, є і ряд особливостей. Перш за все працюючі, що піддаються впливу ультразвуку, скаржаться на болі переважно в передній і скроневої областях голови, надмірно підвищену стомлюваність. У них спостерігається тиск в вухах, непевна хода, запаморочення, сонливість. Відпочинок після роботи усуває ці порушення. При систематичному впливу ультразвуку іноді відзначаються порушення вестибулярного апарату, підвищення температури тіла і шкіри, зниження рівня цукру в крові. Якщо поряд з інтенсивним ультразвуком присутній і сильний шум, то спостерігається значне погіршення слуху.

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

Нормування шуму і ультразвуку

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Захист від вібрації

Основні характеристики вібрації

Вібрація являє собою процес поширення механічних коливань в твердому тілі. Коливання механічних тіл з частотою нижче 20 Гц сприймаються організмом як вібрація, а коливання з частотою вище 20 Гц - одночасно і як вібрація, і як звук. В даний час на багатьох виробництвах вібрація є одним з найбільш поширених шкідливих факторів, що діють на працюючих. Вібрація генерується численним ручним механізованим

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

інструментом (відбійні і бурильні молотки, перфоратори), різним видом машин і устаткування (ткацькі верстати, вібростоли, віброплощадки) і механізованим транспортом.

Фізично вібрація характеризується частотою коливань (Гц), амплітудою зсуву A (м), коливальною швидкістю V (м / с), коливальним прискоренням ω (м / с²). Для синусоїдальних коливань швидкість і прискорення визначаються за формулами:

$$V = 2\pi fA; \omega = (2\pi f)^2 A$$

Гігієнічними характеристиками вібрації, що визначають її вплив на людину, є середньоквадратичні значення віброшвидкості або її логарифмічні рівні L_v (дБ) в октавних смугах частот:

$$L_v = 20 \lg \frac{V}{5 \cdot 10^{-8}},$$

де V - середнє квадратичне значення віброшвидкості, м / с;

$5 \cdot 10^{-8}$ - опорна віброшвидкість, м / с.

Вплив вібрації на людину

Залежно від впливу на людину розрізняють загальну і місцеву вібрації. Загальна вібрація викликає струс всієї людини, місцева - лише окремі частини її тіла. Особливо небезпечні загальні вібрації з частотами, близькими до частот власного коливання людини, так як в такому випадку спостерігається явище резонансу (різке посилення амплітуди власних коливань). Для людини, яка стоїть на віброуючій поверхні є два резонансних піку на частотах 5-12 Гц і 17-25 Гц, для сидячої - на частотах 4-6 Гц. Для голови резонансні частоти лежать в області 20-30 Гц. У цьому діапазоні частот амплітуда коливань голови може перевищувати амплітуду коливань плечей в 3 рази. Починаючи з частоти 40 Гц коливання тіла людини під впливом вібрації стають у багато разів менше віброуючої поверхні.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Коливання робочих місць із зазначеними частотами вельми небезпечні, тому що можуть викликати механічні пошкодження і навіть розрив внутрішніх органів. Систематичний вплив загальних вібрацій в резонансній і біля резонансній зоні може бути причиною вібраційної хвороби - стійких порушень фізіологічних функцій організму, обумовлених переважно впливом вібрацій на центральну нервову систему. Ці порушення проявляються у вигляді головного болю, запаморочення, поганого сну, зниженою працездатністю, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності.

Локальна вібрація викликає спазми судин, які, розпочинаються з кінцевих фаланг пальців, поширюються на всю кисть, передпліччя н охоплюють судини серця. Одночасно спостерігається вплив вібрацій на нервові закінчення, м'язові і кісткові тканини, що виражаються в порушенні чутливості шкіри, окостенінні сухожиль, болях і відкладеннях солей в суглобах, що призводить до деформації і зменшення рухливості суглобів.

Ослаблення вібрації в джерелі досягається наступними конструктивними і технологічними заходами: вибором кінематичних і технологічних схем, при яких динамічні процеси, створені ударами, різкими прискореннями, були б виключені або гранично знижені (наприклад, заміна кривошипних механізмів рівномірно обертовими, кування і штампування - пресуванням, пневматичної клепки і карбування - гідравлічної клепкою і зварюванням); врівноваженням, балансуванням обертових частин для забезпечення плавності роботи машини; усуненням дефектів і розпущеності окремих частин (наприклад, усунення асиметрії магнітної системи електромашини); зустрічним спарюванням, при якому відбувається знищення вертикальних і складання горизонтальних складових відцентрової сили (наприклад, установка на валу двох машин таким чином, щоб їх рух розходився по фазі на 180°); правильним вибором робочих режимів (в

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

першу чергу, виключення резонансних режимів роботи, тобто зміщення власних частот агрегату і його окремих вузлів і деталей від частоти збуджуючої сили).

До основних засобів віброзахисту відносяться динамічне гасіння, віброізоляція, вібродемпфірування.

Принцип дії динамічного гасіння полягає в збільшенні реактивного опору коливальних систем за рахунок установки динамічних віброгасителів. Найбільшого поширення в машинобудуванні отримали динамічні гасителі вібрації, які представляють собою механічну коливальну систему з резонансною частотою, що збігається з частотою вібрацій, які потрібно послабити. При жорсткому кріпленні пружного елемента гасителя до віброуючої частини конструкції в ньому збуджуються коливання, що знаходяться в протифазі з коливаннями конструкції.

Для зниження вібрації можливо також використання ударних віброгасителів, в яких кінетична енергія відносного руху контактуючих елементів переходить в енергію деформації елементів віброгасителя, які ударяються один по другому.

Зменшення передачі коливання від джерела збудження здійснюється за допомогою проміжних пристроїв (амортизаторів), які розміщені між ними, називається в і б р о з о л я ц і є ю;

В якості амортизаторів використовують сталеві пружини, ресори, прокладки з гуми, пробки і таке інше. При виборі прокладки необхідно, щоб власна частота системи була в 2-3 рази менше збудливої частоти. Товщина і площа прокладок визначаються розрахунковим шляхом або за графіками.

Вібродемпфірування полягає в зменшенні рівня вібрацій об'єкта, що захищається, шляхом перетворення енергії механічних коливань даної коливної системи в теплову енергію. Збільшення втрат енергії в системі досягається використанням в якості конструкційних матеріалів з великим внутрішнім тертям, а

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

також покриттям вібруючих поверхонь демпфірувальними матеріалами з великим внутрішнім тертям або в'язкістю.

З точки зору зниження вібрації найбільш доцільно в якості конструкційних матеріалів використовувати пластмаси (можуть використовуватися також дерево і гума), що дозволяє знизити рівень віброшвидкості в широкій смузі середніх і високих частот на 8-10 дБ. |

В якості демпфуючих матеріалів широко використовують антивібраційну мастику, м'які пластмаси, повсть, пінопласт, гуму і інші м'які покриття, які наклеюють декількома шарами на коливну поверхню. М'які вібродемпфіруючі покриття найбільш ефективні на високих частотах.

Організаційно-технічні заходи, спрямовані на зниження вібрації, повинні передбачати:

- проведення періодичних експлуатаційних перевірок вібрації в терміни, встановлені нормативно-технічною документацією, але не рідше одного разу на рік для загальної вібрації і не рідше двох разів на рік для локальної вібрації;
- своєчасний плановий і попереджувальний ремонт машин з обов'язковим після ремонту контролем їх вібраційних характеристик;
- контроль за наявністю вібраційних характеристик в паспортах тих, хто влаштовується машин, а при їх відсутності і, в разі необхідності, організацію вхідного контролю цих машин;
- контроль за дотриманням правил і умов експлуатації машин і їх використанням відповідно до призначення;
- введення заходів, що виключають контакт працюючих з вібруючими поверхнями за межами робочого місця або зони (огородження, попереджувальні знаки, написи, забарвлення, сигналізація, блокування ІІТ.П.).

Режими праці при роботі в умовах впливу вібрації на працюючих рекомендується розробляти таким чином, щоб загальний час контакту з вібруючими машинами, вібрація яких відповідає нормальним значенням, протягом зміну не перевищував 2/3 робочого дня. Операції необхідно розподіляти між

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

працівниками так, щоб тривалість безперервного впливу вібрації, включаючи мікропаузи, не перевищувала 15-20 хв. Рекомендується при цьому робити дві регламентовані перерви (для активного відпочинку, проведення виробничої гімнастики по спеціальному комплексу, гідропродур, що поєднують ванночки при температурі води 38 °С і самомасаж для верхніх кінцівок: 20 хв (через 1-2 години після початку зміни) і 30 хв (через 2 години після обідньої перерви).

4.2 Заходи боротьби із забрудненням атмосфери, що спричинені роботою ДВЗ

Сучасне виробництво палив для ДВС і особливо високооктанових бензинів пов'язано із застосуванням високовартісних технологічних процесів або з використанням спеціальних присадок, наприклад тетраетил свинця (ТЕС). У паливах для ДВС часто містяться дуже токсичні вуглеводні типу бенз -а- пірену і не менш небезпечні для здоров'я людей і навколишнього середовища сполуки свинцю, барію, ванадію та інших елементів. Хоча в результаті згоряння палива вони структурно і змінюються, але новоутворені сполуки зберігають у відпрацьованих газах високий рівень токсичності. Присутність в бензині речовин, що містять свинець (наслідки добавки ТЕС), перетворює паливо в високотоксичний продукт.

Висновок про те, у яких ДВС відпрацьовані гази є найбільш токсичні, можна зробити, ознайомившись з даними табл. 1 і 2. Ці дані показують, що з усіх компонентів відпрацьованих газів основним і найбільш небезпечним для здоров'я людей є окис вуглецю, так як її в відпрацьованих газах всіх ДВС міститься значно більше, ніж інших компонентів. Однак слід мати на увазі, що відпрацьовані

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

Двигун	Вміст компонентів, мільйони долі об'єму		
	NO	CO	Вуглеводи
Дизель	400 - 4000	200 - 5000	200 - 4000
Бензиновий мотор	600 - 2000	40000 - 100000	5000 - 40000

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

Двигун	Вміст компонентів, мг/(кВт·с)		
	NO	CO	Вуглеводи
Дизель	0,4 – 2,0	0,2 – 5,0	0,6 - 12

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Бензиновий мотор	0,6 – 2,0	40 - 100	15 - 120
------------------	-----------	----------	----------

гази містять не тільки продукти неповного згорання палива, а й, канцерогенні речовини.

Істотний вплив на забруднення атмосфери мають і відкладення в газовихлопних трубопроводах. Так, наявна в паливі сірка в процесі горіння окислюється в сірчаний ангідрид, який при температурі 100-160°C конденсується і осідає на стінках газо випускних трактів. Абсорбуючи вологу з продуктів згорання, він утворює сірчану кислоту, яка сприяє з'єднанню сажі з частками діаметром в декілька міліметрів. Розпечені пластівці сажі, які становлять небезпеку в пожежному відношенні, несуться газовим потоком в атмосферу.

Заходи боротьби з забрудненням атмосфери, що викликається роботою ДВС

Боротьба із забрудненням атмосфери дизелями здійснюється в основному в плані заходів щодо зниження задимлення установок з ДВЗ. Розроблено методики оцінки ймовірного забруднення атмосфери ще на стадії їх проектування, приймаються необхідні захисні заходи. Одночасно з усуненням причин іскроутворення вишукуються способи для уловлювання іскор з відпрацьованих газів, щоб не допускати вильоту їх в атмосферу.

Одним із заходів протипожежної профілактики щодо транспортних і стаціонарних установок з ДВС є обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками. На судах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті або легкогорючі вантажі, а також на буксирах, які обслуговують такі судна, і судах-рятувальниках установка іскрогасників сухого і мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах обов'язкове. Вона регламентується Правилами Морського Регістра і Правилами річкового Регістра України. Встановлюють іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту, спрямованими на запобігання виникненню пожеж. При перевезенні негорючих вантажів і пасажирів

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

наявність іскрогасників диктується санітарно-гігієнічними вимогами.

Іскрогасники, що знаходяться в даний час в експлуатації на вітчизняних транспортних установках можна розділити на наступні типи: сухі і мокрі, парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники - глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери карбюраторними ДВС, відноситься впровадження таких пристроїв, як автономна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження, переведення двигуна з бензину на газове паливо. Для дизелів позитивні результати дає застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо істотно для двигунів, що працюють в змінних швидкісних режимах.

До числа заходів експлуатаційного характеру, які сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВС, належать такі: підтримання двигуна в справному технічному стані; впровадження обов'язкової періодичної діагностики; систематичне регулювання механізмів, які забезпечують необхідний кут випередження запалювання у карбюраторних ДВЗ; перевірка всіх елементів подачі палива і запалювання. Для дизелів велике значення мають правильна установка і забезпечення бездимної роботи шляхом регулювання форсунок і ТНВД.

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

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна робота бакалавра "Розробка конструкції кришки циліндру підвищеної надійності для газового двигуна потужністю 520 кВт. Прототип 6ГЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН25/34 і детальну розробку конструкції кришки циліндру з підвищеною міцністю в місці розташування сідел клапанів та свічки запалювання. Кваліфікаційна робота складається із пояснювальної записки та графічної частини роботи загальною кількістю 6 листів формату А1.

В першому розділі пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34. Загальний вигляд газового двигуна-генератора ДвГА - 490 та конструкція двигуна 6ГЧН 25/34 показані на листах 1,2 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи виконані розрахунки параметрів робочого циклу, які показали, що задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_b = 0,20 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,75$.

По результатам розрахунку робочого процесу та динаміки двигуна в графічній частині роботи Додатку Е побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займають розрахунок і розробка конструкції кришки робочого циліндру з підвищеною міцністю та надійністю. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої кришки циліндру і її розрахунок на міцність. В графічній частині роботи (Додатки В,Г,Д) розроблені складальне креслення кришки, та робочі креслення її деталей.

Велику увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу роботи газового двигуна на обслуговуючий

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		72

персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
						72
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИгаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта., Машиностроение, Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
11. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003.-328с.

					ПФ НУК 142.54.21.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		72