

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувачка кафедри
_____ Нестеренко В.В.

«___» грудня 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників стаціонарного дизельного двигуна потужністю 250 кВт за рахунок застосування випускного клапана з охолодженням.
Двигун-прототип: 6ЧН18/22.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Шинкарук І.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Опис конструкції дизельного двигуна - прототипу 6ЧН 18/22.....	6
2 Конструкторський розділ	
2.1 Вимоги до запроєктованого двигуна та обґрунтування та вибір основних параметрів робочого циклу двигуна.....	10
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	14
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	21
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	25
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	30
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників запроєктованого двигуна....	35
3 Науковий розділ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій кришок циліндрів, в яких встановлюються клапана газорозподільного механізму.....	37
3.2 Призначення та конструкція газорозподільного механізму.....	43
3.3 Пропозиції по покращенню конструкції клапана випускного.....	46
3.4 Розрахунок на міцність кришки циліндру.....	48
4.Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища	
4.1Охорона праці.....	52
4.2 Захист навколишнього середовища.....	57
5.Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень	
5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна.....	62
5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування клапана з охолодженням	64
Загальні висновки по магістерській роботі.....	69
Література.....	71

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка		
Розроб.		Шинкарук					
Перевір.		Грабовенко					
Рецензент.							
Н. Контр.		Грабовенко					
Затверд.		Нестеренко			61-ТЕМмаг-19		
					Літ.	Арк.	Аркушів
						2	72

1. Графічна частина проекту

ДОДАТОК А Дизель 6ЧН18/22 (Поперечний розріз), СК, А1

ДОДАТОК Б Дизель 6ЧН18/22 (Поздовжній розріз), СК, А1

ДОДАТОК В Кришка циліндру, СК, А1

ДОДАТОК Г Клапан випускний, РК,СК, А1

ДОДАТОК Д Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Удобство та безпека обслуговування під час роботи. Автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.

10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

12. технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

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

Метою та завданням роботи є забезпечення надійної роботи двигуна з високими техніко-економічними показниками при підвищеній потужності. Для цього в роботі запроєктований клапан випускний складеної конструкції, що дає можливість застосувати металевий натрій, який має низьку температуру плавлення (97°C) та значну сховану питому теплоємність (4604 кДж/кг) при питомій вазі $0,97 \text{ г/см}^3$ для охолодження тарілки клапана.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювалися на Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні технологій на автомобільному транспорті та машинобудуванні», 15-18 жовтня, ХНАДУ. Харків, 2019. [15]

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН18/22.

Дизелі ряду 6ЧН 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні та випускаються декількох модифікацій [5]. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч 18/22, з наддувом - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

Фундаментна рама дизеля лита, із чавуну, коробчастої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім; останній підшипник розширений для прийняття додаткового навантаження від ваги маховика.

Нижня частина рами є збірником і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, крім того, є два люки із фланцем для підключення усмоктувального трубопроводу резервного масляного насоса й для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачки масла з дизеля. У середині середньої нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, якому можна виймати для чищення через оглядовий люк.

На зовнішніх бічних поверхнях уздовж рами є опорні лабети для кріплення дизеля до фундаменту й різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, у які покладений гумовий шнур 15, що забезпечує ущільнення між рамою й блоком циліндрів.

Вентиляція картера незалежна, виробляється в атмосферу через шостий оглядовий люк, розташований з боку вихлопу. Люк має фланець

5					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

Блок циліндрів цільний, відлитий із чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьма болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із чавуну із присадкою нікелю й хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, покладеними в канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку є сорочкою для охолодної води.

Кришки циліндрів відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має впускний та вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщуються в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку.

Повітрязбирач із автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача й забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, неохолоджуваний. Випускний колектор обгороджений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна вала розташовані під кутом 120° друг до друга, причому перше коліно по напрямку збігається із шостим, друге — з п'ятим, третє — із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що з'єднує радіальний отвір у корінних і шатунних шейках вала. Отвори призначені для підведення масла до

5					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

шатунних шийок і до верхньої головки шатуна через отвори в ньому. Четверта корінна шийка є упорною. До фланця заднього кінця колінчатого вала за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплено маховик.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння об'ємом $325 \pm 5 \text{ см}^3$. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслос'ємні хромовані кільця.

Одинарне маслос'ємне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслос'ємні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче.

Маслос'ємні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребком нагору.

Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевого цементованого й загартованого пальця 5 плаваючого типу. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями 6. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника.

У верхню головку запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна роз'ємна, скріплюється двома болтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

Розподільний вал зібраний із двох частин, з'єднаних між собою болтами й гайками. Вал обертається в сімох підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільний вал має усмоктувальні «а» і вихлопні «б» кулачки для кожного циліндра. Кулачки

5					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного вала насаджені упорна втулка й шестірня привода розподільного вала.

5					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна та вибір основних параметрів робочого циклу 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. Допустимий 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 захаращений 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. Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри дизеля – прототипу

Дизель проектується на базі дизельного двигуна - прототипу 6ЧН 18/22, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 18/22 [3]

Найменування параметра	Одиниця виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	225
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	0,75
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	750
Питома витрата дизельного палива, b_e	кг/кВт·год	0,21
Витрата дизельного палива, B_{π}	кг/год	47,5
Питома витрата мастила, g_m	г/кВт·год	2,5
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	4000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	30000

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\epsilon = 12 \dots 18$ [5] і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\epsilon = 12,5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ [5] і залежить від режиму роботи дизеля.

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа [3] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\phi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$ [5].

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

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [3]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- 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 -

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [3]

- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50 \dots 90^\circ\text{C}$ [3]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [5]

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [5]

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу [5], [7]

Ефективна потужність	$P_e =$	250	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,235	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,05	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	0,215	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Паливо:			

Пальне - дизельне пальне ДСТУ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0,04$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42250 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,04}{32} \right) = 0,501 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,501 = 145 \text{ кГ/кДж}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 1,02705 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,073 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість H_2O : $M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$ 0,063 кмоль/кг

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,110 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$ 0,811 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль / кг}$ 1,057 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$T_b = 402,2 K$

Тиск в кінці впуску.

$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,223 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = (30 - 100^{\circ})$ ступінь охолодження повітря

$\Delta T_1 = 90 K$

$\gamma_r = 0,036$

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$T_d = 337,0 K$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$\varphi_n = 0,923$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг / м}^3$$

$R_H = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_s = 2,623 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1,4 - 15/n \text{ при } n = 350 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску. $p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$

$$p_c = 7,29 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 879,9 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mCv' = 1988 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж}/(\text{Кмоль} \times \text{К})$$

$$mCv' = 22,2011 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{К}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,028$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі.

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_z$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі.

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] \text{ КДж}/(\text{ККмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z, \frac{KДж}{Кмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,1385$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mC v'' + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,273$$

$$v = 0,00177$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, МПа$$

$$p_{\max} = 11,66 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

$$A \times T_z^2 + B \times T_z - C = 0$$

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,16$$

$$C = 60546,52$$

Звідки:

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

$$T_z = 1715,5 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,25$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,97$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n}$$

$$n_2 = 1,233$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_\varepsilon = 0,66 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_\varepsilon = 965,4 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,45 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi} = 1,38 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_\varepsilon \times \Phi_c \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,442$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт.год.)}$$

$$g_i = 0,192 \text{ кг/(кВт. год)}$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, \text{М/с}$$

$S_{ПР.} = 0,34$ м - хід поршня по прототипу.

$$V_{П.СР.} = 8,50 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,189 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,189 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,38$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{кг/(кВт. год)}$$

$$v_e = 0,205 \text{ кг/(кВт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e, \text{кг/год}$$

$$B = 51,31 \text{ кг/год}$$

0 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 33,65 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 5,609 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{\text{пп}} = 0,18 \text{ м}$$

$$m = 1,22$$

$$d = 180,14 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 220,2 \text{ мм}$$

1. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 220 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 33,57 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 249,4 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 249,7 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,24 \%$$

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми [7], [10]

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,45
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,29
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,66
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,25
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,97
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа (1)}$$

де p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 11,66 \cdot 1,25^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 14,39 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа (2)}$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.3

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	7,29	145,8	11,66	233,2
1,25	4,93	98,7	10,78	215,6
1,75	3,17	63,3	7,15	143,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,22	4,5	0,61	12,2

2.3.1 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН18/22

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' –точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива;

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\phi_1=10^\circ$ ПКВ;

$\Delta\phi_2=10^\circ$ ПКВ- кут після ВМТ, де тиск газів максимальний;

b - точка початку відкриття випускного клапана;

r' - точка початку відкриття впускного клапану;

r'' - точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапану;

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

z_d - точка максимального тиску газів.

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 $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,215$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,22$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 7,29$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 11,66$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0747	8,0
f , до ВМТ	10	0,0189	2,1
b , після ВМТ	130	1,7147	188,8
r' , до ВМТ	70	0,7664	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,04292	49,4
d , до ВМТ	150	1,8966	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,215/0,05 = 4,3$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 7,29 = 8,75$ МПа;

$p_{c''}/m_p = 8,75/0,05 = 175,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 11,7$ МПа.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p_{zd}/m_p = 11,7/0,05 = 234,0 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 110 \cdot 0,25 / 2 = 13,75 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S / AB = 220 / 230 = 0,96 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 13,75 / 0,96 = 14,3 \text{ мм.}$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна. [5], [6]

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	249,40 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	750 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	180 мм
хід поршня:	$S =$	220 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42250 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	51,31 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,44
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,38
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,027 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,057 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	337,0 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,05

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_H = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_H = 602,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_H приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 249,40 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_H \cdot 100 \%$$

$$q = 41,42 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_H \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 229,6 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_c) / Q_c \cdot 100\%$$

$$\Delta = 1,6 \%$$

2.3. Теплоота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,16 \quad 0,1$$

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

$$Q_w = 72,26 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a = 0,12$; $v = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

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

$$C_m = 5,50 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,00560 \text{ м}^3$$

$$P_n = 15,11 \text{ кВт}$$

Теплоота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 15,11 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 87,36 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

K = 1,3

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

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

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

$$\Delta T_{\epsilon} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00339 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$\eta_{\epsilon.н.} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,55$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,60 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\epsilon.н.} = 0,60 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 87,97 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 14,61 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_r} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_d} \cdot t_d \right]$$

$$mC_p'' = 32,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 29,09 \quad \text{ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 64,0$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 203,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 33,8 \%$$

2.5. Теплота, яка відводиться маслом і витрачається на привід масляного насоса:

2.5.1 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_w + Q_{\text{МДД}}) - Q_{\text{в}}$$

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

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

$$P_{\text{mi}} = 0,63 \text{ МПа - середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0842$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 50,70 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 34,99 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_M \cdot C_{\text{mm}} \cdot \Delta T_M}$$

$$\kappa = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу} \quad \kappa = 1,4$$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00325 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,6 - 0,7$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,65$$

$$P_{\text{М.Н.}} = 2,00 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{\text{М2}} = P_{\text{МН}}$

$$Q_{\text{М2}} = 2,00 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{\text{М1}} + Q_{\text{М2}}$$

$$Q_M = 36,99 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 6,14 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 24,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 4,1 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	249,4	41,4
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	88,0	14,6
теплота, яка виноситься випускними газами	203,4	33,8
теплота, яка відводиться маслом	37,0	6,1
невраховані теплові втрати	24,4	4,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	602,1	100,0

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 18/22.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|-------------------------------------|
| а) діаметр поршня | $D = 0,18\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 234,0 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 11,7 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$ |
| е) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 30,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,11\text{м}$ |
| л) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$
$= 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$ | |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють в КШМ побудовані на листі Додатку Д.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого двигуна 6ЧН18/22 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.7 Основні параметри двигуна - прототипу 6ЧН18/22 та проектного

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ЧН18/22 (двигун-прототип)	6ЧН18/22
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	225	250
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	750	750
Ступінь стиску, ϵ	12,5	12,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,0	2,05
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,21	0,235
Паливо, що споживається для роботи дизеля	Дизельне паливо	Дизельне паливо
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	42250	42250
Максимальна температура циклу, T_z , К	1750	1715,5
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	10,5	11,7
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,25	1,45
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,425	0,442
Питома індикаторна витрата палива, b_i , кг/(кВт·год)	0,205	0,192
Механічний ККД двигуна, η_m	0,85	0,86
Ефективний ККД циклу, η_e	0,37	0,38
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,05	1,19
Питома витрата палива, b_e , кг/кВт·год	0,210	0,205

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ЧН25/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ЧН18/22 до 250 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,21 МПа до 0,235 МПа. При більш високих параметрах робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і $p_{\text{ме}}$) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e = 0,205$ кг/кВт·год нижча ніж у двигуна – прототипу $b_e = 0,210$ кг/кВт·год.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій кришок циліндрів, в які встановлюються клапана ГРМ

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 131.61.20.20 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 131.61.20.20 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 [2]:

- 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).

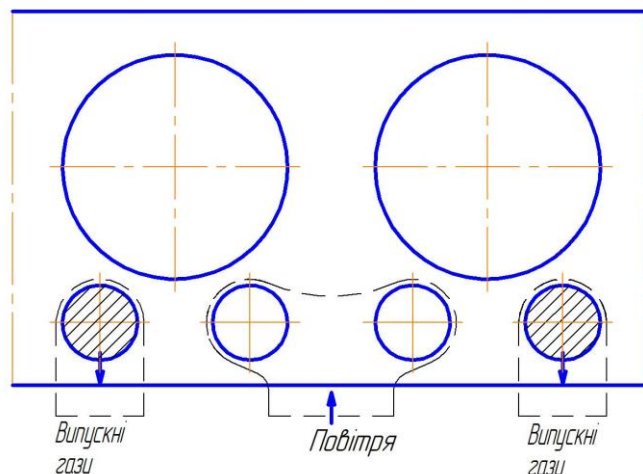


Рисунок 3.1 Схема розташування бокових клапанів

Приведення їх в дію виконується за допомогою штовхачів від спільного розподільчого валу. Впускні та випускні клапана розташовують

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ		Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата			

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) [2].

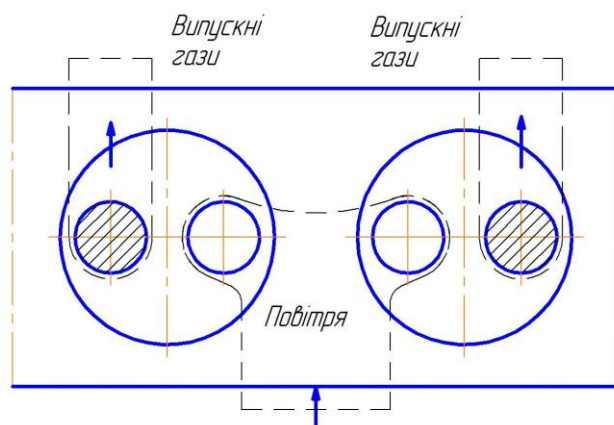


Рисунок 3.2 Схема розташування підвісних клапанів в один ряд

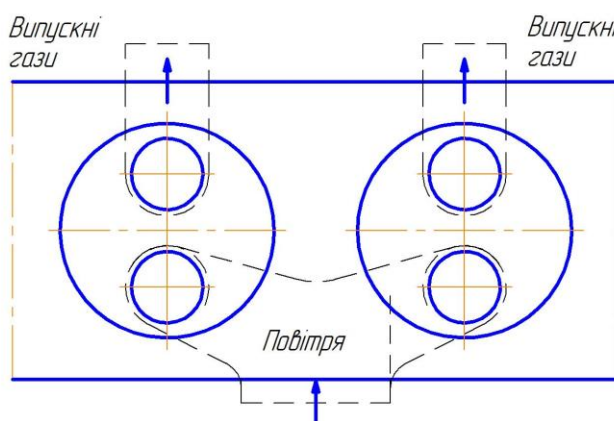


Рисунок 3.3 Схема розташування підвісних клапанів в два ряди

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) [2]; 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.

Однйменні клапани в цьому разі розміщуються більшою частиною в одному ряду (рис.3.5,а). Розташування однйменних 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. При верхньому розташуванні клапанів і приводі їх від нижнього розподільчого валу до названих деталей механізму газорозподілу додаються штанги, коромисла, стійки та валики коромисел.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

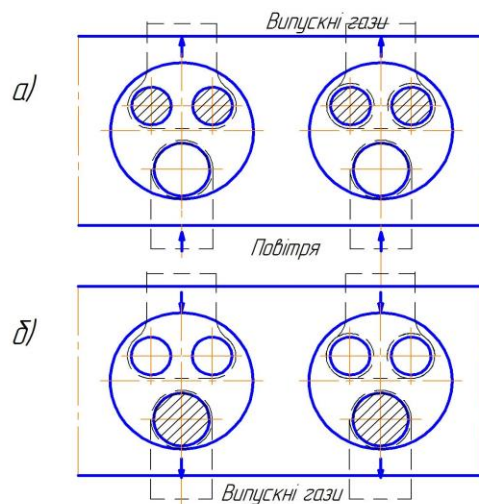


Рисунок 3.4 Схема розташування трьох клапанів в циліндрі

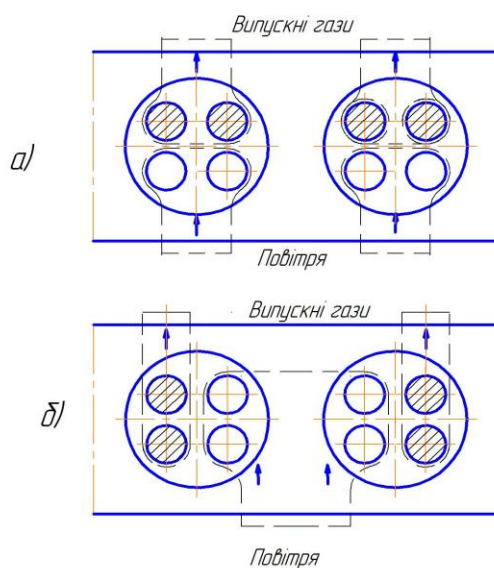


Рисунок 3.5 Схема розташування чотирьох клапанів в циліндрі

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 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Призначення та конструкція газорозподільного механізму.

Механізм газорозподілу служить для управління процесами впуску повітря в циліндр і випуску відпрацьованих газів. Складається з впускних і випускних органів газорозподілу і їх приводів.

У чотиритактних дизелях застосовують клапанний газорозподіл (рис.3.6) [11]. Органами газорозподілу є впускні і випускні клапани 10 з клапанними пружинами 9, а привід включає в себе клапанні важелі (коромисла) 8, що сидять на осях 6 кронштейнів 7, штанги 4, штовхач 3 з роликами 2, кулачкові шайби 1 розподільного вала і привід від колінчастого вала до розподільного. Для забезпечення щільної посадки клапана на сидло в приводі клапана передбачають зазор δ (під час роботи дизеля внаслідок нагрівання шток клапана подовжується), який можна регулювати болтом з контргайкою 5.

При набіганні виступу кулачкової шайби 1 на ролик 2 штовхача 3 штанга 4 переміщається вгору і повертає клапанний важіль 8 відносно осі 6. При цьому правий кінець важеля натискає на шток клапана 10 і відкриває його, стискаючи пружину 9. При виході виступу шайби з-під ролика штовхача силою пружності пружини клапан закривається. Необхідні фази газорозподілу (моменти початку відкриття і кінця закриття клапанів) і закони руху клапанів визначаються профілем кулачкових шайб, кутом їх заклинювання, кінематичною схемою клапанного приводу і тепловим зазором.

Вертикальне розташування клапанів в кришці циліндру забезпечує найменший знос їх штоків і напрямних втулок, а відкриття всередину циліндра - щільне прилягання до сідел за рахунок тиску газів. При малих тисках в циліндрі щільність закриття клапана залежить від натягу пружини. Для зменшення сил інерції клапанного приводу в ВОД часто встановлюють два розподільних вала (для впускних і випускних клапанів) над циліндровими кришками. При цьому кулачні шайби діють безпосередньо на

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

штоки клапанів. Однак при цьому ускладнюється передача від колінчастого вала до розподільних валів, які до того ж загромаджують циліндрові кришки.

У двотактних дизелях з прямоточно-клапанною продувкою застосовують клапанно-щілинний газорозподіл [3]. Для впуску повітря в циліндр служать продувні вікна у втулці циліндру, які відкриваються і закриваються поршнем, а клапанний механізм управляє випуском газів.

У двотактних дизелях з контурною і прямоточно-щілинною продувкою застосовують щілинний (безклапанний) газорозподіл. Органами газорозподілу є продувні і випускні вікна у втулці циліндру і поршень, який виконує функції золотника. У деяких дизелів старої конструкції продувні вікна перекриті автоматичними пластинчастими продувними клапанами (дизелі фірми Фіат), а випускні вікна - обертовими заслінками (дизель фірми Зульцер типу RD).

Умови роботи клапанного механізму - механічні навантаження викликаються силами тиску газів P_g на тарілку клапана (рис.3.6), інерції рухомих частин P_j ; пружності клапанних пружин P_p та зусиллям з боку штовхача P_t , що є нормальною складовою від сили тиску кулака на штовхач. У момент початку відкриття клапана його швидкість зростає від нуля до максимуму, сили інерції клапанного механізму спрямовані в бік, протилежний руху штовхача (до розподільного вала), і будуть притискати ролик штовхача до кулачної шайби. До моменту повного відкриття клапана його швидкість зменшується від максимуму до нуля, сили інерції мають протилежний напрям (від розподільного вала) і прагнуть відірвати ролик штовхача від кулачної шайби, але цьому перешкоджають клапанні пружини. У період закриття клапана дії сил інерції і клапанних пружин будуть аналогічними. Відрив ролика штовхача від кулачної шайби призводить до пошкодження їх робочих поверхонь, ударам в клапанному механізмі, розбивання фасок клапана і сідла, порушенням фаз

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

газорозподілу. Тому сила пружності пружин повинна бути завжди більше сил інерції клапанного механізму.

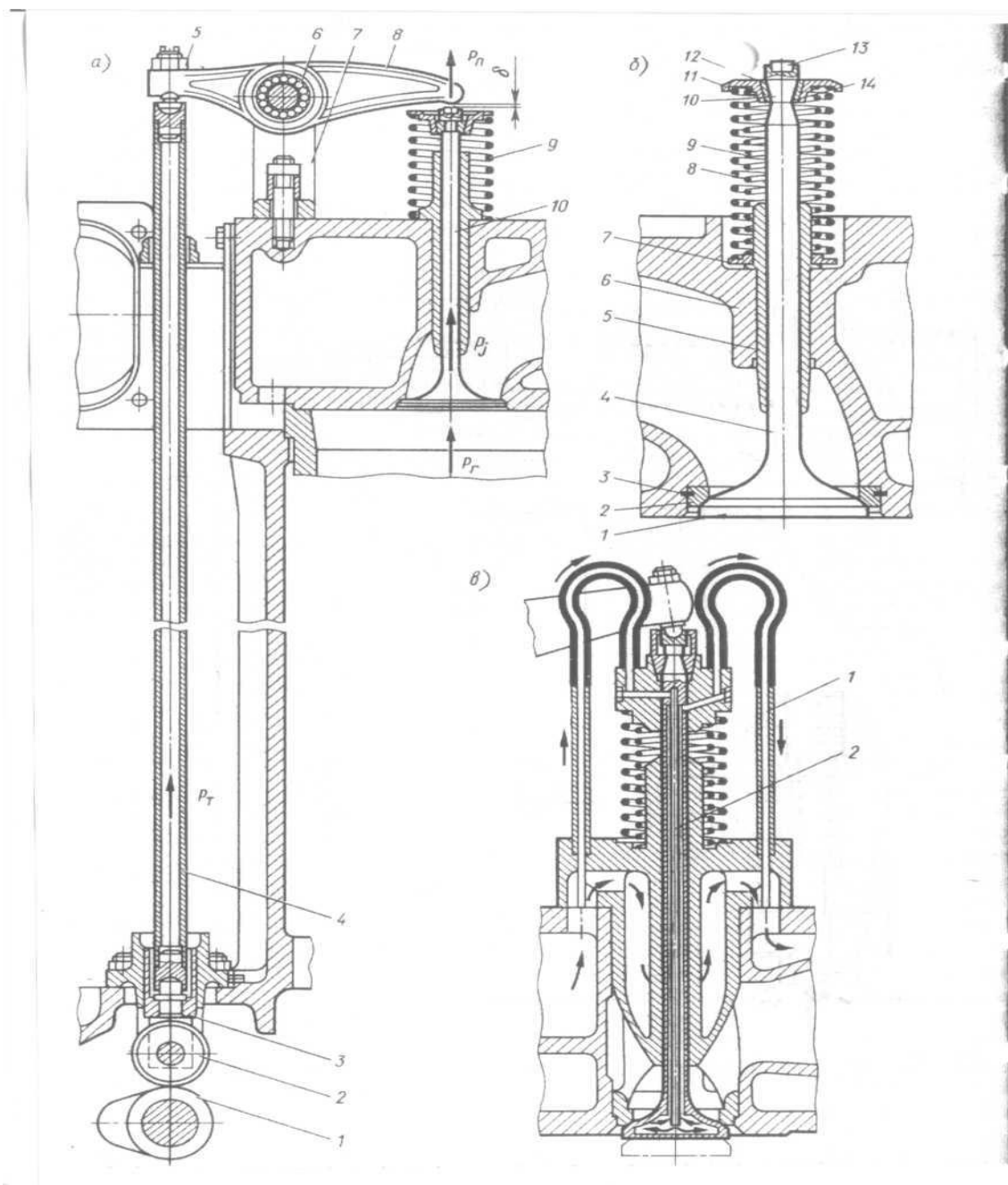


Рисунок 3.6 Клапанний механізм газорозподілу і клапани чотиритактних дизелів

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ

Аркуш

Клапанні пружини піддаються знакозмінним навантаженням і їх матеріал працює на втому. Під час роботи пружини її температура зростає на 40-50 ° С, а при збігу частоти власних коливань з частотою вимушених коливань схильна до резонансу, що приводить до її поломки.

Високі термічні навантаження газорозподільних клапанів обумовлені їх контактом з гарячими газами. Клапан сприймає теплоту через поверхню тарілки від газів в циліндрі (близько 80%) і через поверхню переходу від тарілки до штоку від випускних газів (близько 15%). Теплота відводиться двома шляхами: від тарілки до сідла і далі в охолоджуючу воду; через шток до направляючої і далі в головку циліндру і охолоджуючу воду.

Температура тарілки впускного клапана може досягати 300-400 ° С, а випускного - 600-800 ° С. У впускних клапанів температура нижча, так як вони охолоджуються повітрям під час процесу наповнення циліндру свіжим зарядом повітря; тарілка ж випускного клапана в період випуску омивається гарячими газами. Високі температури погіршують механічні властивості матеріалу, визивають ерозію, корозію, деформацію і нещільне прилягання клапана до сідла, збільшують небезпеку заїдання штока клапана в направляючій втулці, а іноді призводять до прогорання тарілки клапана.

До конструкції деталей механізму газорозподілу пред'являються наступні основні вимоги: газорозподільні клапани повинні мати можливо великі прохідні перетини (для покращення очищення циліндру від відпрацьованих газів і наповнення його повітрям), менші температури і масу (для зменшення сил інерції); матеріал клапанів повинен бути жаростійким.

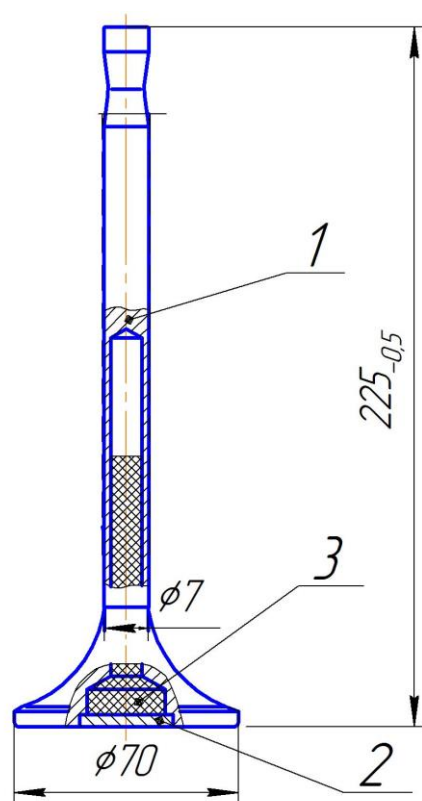
3.3 Пропозиції по покращенню конструкції клапана випускного

Для забезпечення якісного газообміну в циліндрі двигуна – прототипу 6ЧН18/22 впускний і випускний клапани мають великі діаметри тарілок - 75мм, що при високій температурі випускних газів призводить до теплової деформації тарілки клапана та погіршення щільності пари клапан – сідло.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тому при експлуатації двигуна приходиться часто (приблизно через 2000 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 багато часу та потребує великих матеріальних та фінансових витрат, що при незначній кількості вироблених двигунів типу 6ЧН18/22 є недоцільним.

Тому в дипломній роботі для забезпечення надійної роботи дизель – генератора в конструкцію випускного клапана вносяться зміни, які дозволять зменшити навантаження на випускний клапан та його сідло.



*Рисунок 3.6 Клапан випускний з охолодженням
1 – клапан; 2 – диск; 3 – натрій металевий*

Випускний клапан запропонованої конструкції має менший діаметр тарілки клапану (Ø70) в порівнянні з випускним клапаном двигуна –

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

прототипу ($\varnothing 75$), 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 30° . Також зменшений кут фаски тарілки впускного клапана із 45° до 30° , що покращить наповнення циліндру газоповітряною сумішшю.

Для підвищення надійності роботи випускного клапана запроєктованого двигуна запропонована конструкція (рис.3.7), що передбачає охолодження його тарілки та стержня за рахунок застосування металевого натрію, який має низьку температуру плавлення (97°C) та значну сховану питому теплоємність (4604 кДж/кг) при питомій вазі $0,97 \text{ г/см}^3$. Для цього в тарілці та стержні клапана виконують отвори з розвинутою внутрішньою поверхнею, яку приблизно на 60% заповнюють натрієм. Під час роботи двигуна натрій при контакті з нагрітою тарілкою клапана розплавляється, поглинаючи велику кількість тепла та охолоджуючи головку. Контактуючи із стінками отвору у верхній частині стержня клапана, натрій конденсується, виділяючи та передаючи тепло у верхню частину втулки направляючої, яка запресована у кришку циліндру та добре охолоджується водою.

Завдяки інтенсивному охолодженню тарілка клапана працює в кращих умовах, так як її температура значно знижується, що позитивно впливає на ресурсні показники пари: тарілка – сідло клапана

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, 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 [2]:

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- $p_{\max} = 11,66$ МПа – максимальний тиск згоряння;
- $D_f = 0,215$ м – середній діаметр ущільнюючого бурта;
- $L = 0,205$ м – відстань поміж шпильками;
- $\lambda = 1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт затяжки шпильок;
- механічні властивості матеріалу кришки:
- $\alpha = 1,07 \cdot 10^{-5}$ град $^{-1}$ – коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;
- $E = 1,5 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності для чавуну;
- $\delta = 0,018$ м – товщина днища кришки;
- $\lambda = 52$ Ват/(м·град) – коефіцієнт теплопровідності чавуну;
- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуансона для чавуну

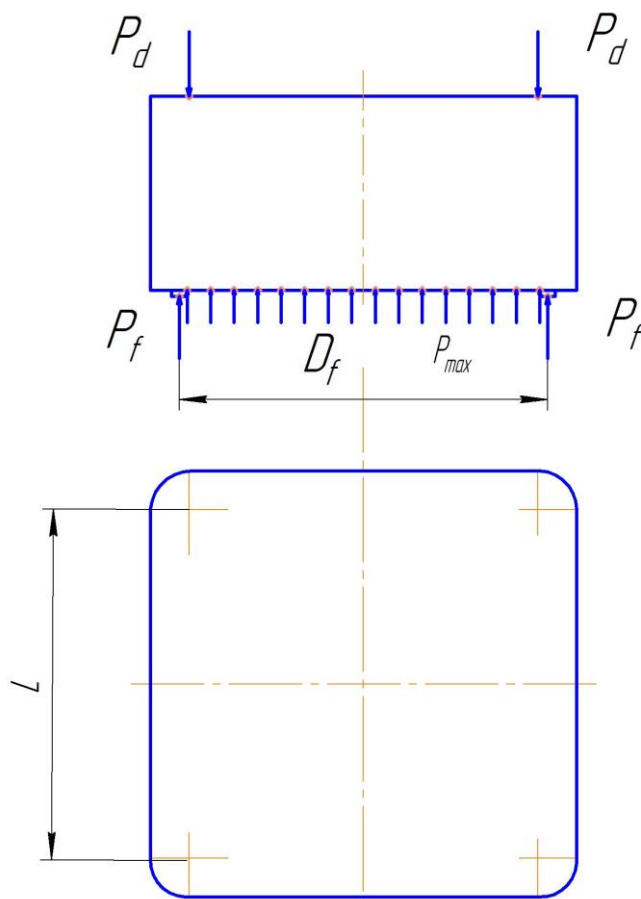


Рисунок 3.8 Розрахункова схема кришки робочого циліндру

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$M_{II} = \frac{P_d \cdot L}{4} - \frac{(P_d - P_f) \cdot D_f}{2\pi} - \frac{P_f \cdot D_f}{3\pi} = \frac{846200 \cdot 0,205}{4} - \frac{(846200 - 423100) \cdot 0,215}{2 \cdot 3,14} - \frac{423100 \cdot 0,215}{3 \cdot 3,14} = 25360 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_d = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,215^2}{4} \cdot 11,66 \cdot 10^6 = 846200 \text{ Н} - \text{сила зтяжки}$$

шпильок кріплення кришки

$$P_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} = \frac{3,14 \cdot 0,215^2}{4} \cdot 11,66 \cdot 10^6 = 423100 \text{ Н} - \text{сила, що діє на днище}$$

кришки циліндру від максимального тиску газів.

Від дії згинального моменту знаходимо:

- напругу розтягування у верхній дошці кришки

$$\sigma_p = \frac{M_u}{W_p} = \frac{25360}{3,90 \cdot 10^{-4}} = 65,4 \text{ МПа},$$

де $W_p = 3,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ – момент опору розтягнутих волокон небезпечного поперечного перерізу;

- напруга стиску у нижній дошці кришки

$$\sigma_{ст.} = \frac{M_u}{W_{ст.}} = \frac{25360}{3,45 \cdot 10^{-4}} = 73,5 \text{ МПа},$$

де $W_{ст.} = 5,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ – момент опору стиснутих волокон, м^3

Теплова напруга в нижній дошці від перепаду температур знаходиться по формулі

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 48,5}{2 \cdot (1 - 0,3)} = 68,2 \text{ МПа} [2]$$

$$\text{де } \Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{138 \cdot 0,018}{0,052} = 48,5^\circ \text{C} \quad - \quad \text{перепад температур в}$$

нижній дощці 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

$$q = \frac{a \cdot B_z \cdot Q_H \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot i \cdot D_f^2} = \frac{0,05 \cdot 51,31 \cdot 42250 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,215^2 \cdot 6} = 138 \text{ кВт} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

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

$B_r = 51,31$ кг/год – витрата палива двигуном за годину;

$Q_H = 42250$ кДж/кг – теплота згоряння дизельного палива;

$i = 6$ – число циліндрів двигуна

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

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{ст} + \sigma_t = 73,5 + 68,2 = 141,7 \text{ МПа}$$

Допустима сумарна напруга для чавунних кришок циліндрів

$$[\sigma_\Sigma] = 120 \dots 180 \text{ МПа} [2]$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Аналіз небезпечних і шкідливих для здоров'я людини виробничих факторів при роботі двигуна внутрішнього згорання в машинному відділені.

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

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

1. Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Подразнюючі, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизуватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини що діють як алергени (формальдегід, різні розчини та інші).
4. Канцерогени, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

Висока температура відкритих частин двигуна

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1 [4].

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

ν , Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , дБ	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

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

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	¹ 5	³ 1,5	⁶ 3
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ			Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				

токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

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

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

2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Розрахунок системи вентиляції приміщення аварійного дизель-генератора.

Сумарні явні теплові витрати

$$\Sigma Q_{\text{явн}} = Q_{\text{ел.дв}} + Q_{\text{двз}} + Q_{\text{с.п.}} + Q_{\text{щ}}, \text{ кВт},$$

де $Q_{\text{ел.дв}}$ – тепловий потік від електродвигунів допоміжних механізмів

$$Q_{\text{ел.дв}} = N_{\text{ел}} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right), \text{ кВт},$$

де $N_{\text{ел}} = 7 \text{ кВт}$ – сумарна споживана потужність електродвигунів механізмів,

$\eta = 0,85$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів

$$Q_{\text{ел.дв}} = 7 \cdot \left(\frac{1}{0,85} - 1 \right) = 1,24 \text{ кВт};$$

$Q_{\text{щ}} = 4 \text{ кВт}$ – тепловий потік від електричних щитів;

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$Q_{\text{двз}} = 24 \text{ кВт}$ – тепловий потік від дизель-генератора;

$Q_{\text{г.п.}}$ – тепловий потік від гарячих поверхонь газоходів

$$Q_{\text{г.п.}} = q_{\text{гп}} \cdot F_{\text{гп}}, \text{ кВт},$$

де $q_{\text{гп}} = 190 \text{ Вт/м}^2$ – середня поверхнева щільність теплового потоку, який приймають при температурі поверхні $55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ по нормативних документах;

$F_{\text{гп}} = 2,5 \text{ м}^2$ – площа нагрітої поверхні газоходів

$$Q_{\text{г.п.}} = 190 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 = 0,475 \text{ кВт},$$

$$\Sigma Q_{\text{явн}} = 1,24 + 24,5 + 0,475 + 4 = 30,215 \text{ кВт}.$$

Об’ємна витрата повітря для штучної вентиляції що подається в машинне відділення для асимілювання тепловиділення

$$L = \frac{3600 \cdot Q_{\text{явн}}}{C_p \cdot \rho \cdot (t_n - t_{\text{зов}})}, \text{ м}^3/\text{годину},$$

де $C_p = 1,007 \text{ кДж/(кг} \cdot ^{\circ}\text{C)}$ – теплоємність повітря,

$t_p = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура повітря в приміщенні,

$t_{\text{зов}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура повітря в приміщенні,

$\rho = 1,12 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря

$$L = \frac{3600 \cdot 30,215}{1,007 \cdot 1,12 \cdot (30 - 20)} = 9644,5 \text{ м}^3/\text{годину}.$$

Об’ємна витрата повітря на роботу ДВЗ

$$L_{\text{гор}} = \frac{3600 \cdot G}{\rho}, \text{ м}^3/\text{годину},$$

де $G = 0,672 \text{ кг/с}$ – витрата повітря крізь турбокомпресор (вибирається по результатах теплового розрахунку)

$$L_{\text{гор}} = \frac{3600 \cdot 0,672}{1,12} = 2160 \text{ м}^3/\text{годину}.$$

Сумарна витрата повітря

$$\Sigma L = L + L_{\text{гор}}, \text{ м}^3/\text{годину},$$

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma L = 9644,5 + 2160 = 11804,5 \text{ м}^3/\text{годину}.$$

По результатах розрахунку обрана схема вентиляції та прийнято таке обладнання:

- вдування штучне, один осьовий електровентилятор (витрата повітря 12000 м³/годину, повний тиск 1200 Па);
- витягування штучне та природне, один осьовий електровентилятор (витрата повітря 8000 м³/годину, повний тиск 1000 Па).

4.2 Захист навколишнього середовища

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидаються із випускними газами: окиси азоту NO_x, що утворюються в циліндрах дизелі при температурі вище 1500°C, коли азот стає хімічно активним газом; окис CO і двоокис вуглецю CO₂, що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO₂ і SO₃, що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанові та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x, агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін [13].

Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500 °C. За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливної апаратури і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі корисної енергії. Чим вище частка

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидається у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується вмістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних (агрегатних) утворень: смолистих, смолисто-асфальтенових, смолисто-водяників, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево-водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидаються у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо. Основне екологічно небезпечний вплив двоокису

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

вуглецю складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах судових дизелів їх небагато в порівнянні з їхньою кількістю у високооборотних автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO , SO_x і ін., потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих судових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизелі утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окислів азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю більших кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розшарованого заряду. Окислювання азоту починається при температурі вище 1227°C , а при 2027°C и більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько 10^{-2} ÷

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

10^{-6} с).

Окис азоту утвориться в зонах паливного факела, де суміш наближається по сполуці до стехометричної, а локальна температура може досягати 2227 °С. І хоча максимальна температура в дизелях не перевищує 1727 °С, зазначене обставина обумовлює високі значення емісії NO_x . Окисли азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Як показали дослідження, цей азот значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ

Техніко-економічне обґрунтування запропонованого в магістерській роботі клапана випускного з охолодженням має на меті встановлення доцільності розробки такого клапана та застосування його на дизельному двигуні 6ЧН18/22.

Критерієм ефективності застосування запропонованої конструкції випускного клапана є відношення суми затрат на його розробку, виготовлення і впровадження у виробництво до величини отриманого річного економічного ефекту від застосування в запроектованому дизельному двигуні.

Економічний ефект від застосування клапана випускного з охолодженням отриманий за рахунок зменшення експлуатаційних витрат на паливо та роботи, що пов'язані з технічним обслуговуванням та ремонтом двигуном.

5.1. Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

Собівартість модернізованого двигуна визначається шляхом коригування витрат на виробництво двигуна-аналога за формулою, грн.:

$$C_H = C_A \pm \Delta C \quad (5.1)$$

де $C_A = 1520\,000$ – собівартість двигуна-аналога, грн.;

ΔC – збільшення (зменшення) собівартості двигуна-аналога внаслідок конструктивних змін, проведених у ньому в процесі модернізації двигуна, грн.

Різницю собівартості ΔC_i можна визначити за формулою:

$$\Delta C_i = C_3 - C_B \quad (5.2)$$

де C_3 та C_B – собівартість відповідно залучених і вилучених деталей та складальних одиниць, грн..

Розрахунок виконується в таблиці 5.1.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 Розрахунок вартості обладнання, що вводитьься
(виводиться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, грн.	Сума, тис. грн..
Введені:			
1 – клапан випускний з охолодженням	1,5	6	9,0
2 – турбокомпресор з покращеними параметрами	60,0	1	60,0
Виведені:			
1 – клапан випускний, серійний	1,0	6	6,0
2 – турбокомпресор серійний	45,0	1	15

$$C_n = 1520 + 9 + 60 - 45 - 6 = 1538 \text{ тис. грн.}$$

При рентабельності виробництва на заводі $P = 10\%$, прибуток на один двигун складе, грн.:

$$P_p = C_n \frac{P, \%}{100} \quad (5.3)$$

де P – рентабельність у відсотках.

$$P_p = 1538,0 \cdot \frac{10}{100} = 153,8 \text{ тис. грн.}$$

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$C_v = C_n + P_p \quad (5.4)$$

$$C_v = 1538,0 + 153,8 = 1691,8 \text{ тис. грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$ПДВ = C_v \frac{\%ПВД}{100} \quad (5.5)$$

де $\%ПВД$ – відсоток податку на додану вартість (приймаємо 20%).

$$ПДВ = 1691,8 \cdot \frac{20}{100} = 338,4 \text{ тис. грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$C_{пр} = C_v + ПДВ \quad (5.6)$$

$$C_{пр} = 1691,8 + 338,4 = 2030,2 \text{ тис. грн.}$$

У таблиці 5.2 представлена калькуляція собівартості модернізованого двигуна, яка розрахована у відповідності зі структурою витрат на заводі-

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

виробнику двигуна-аналога (ТДВ«Первомайськдизельмаш», м.Первомайськ Миколаївської обл., Україна).

Таблиця 5.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис.грн.
Сировина й матеріали	15,4	236,9
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	684,4
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	67,7
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-3,1
Транспортно-заготівельні роботи	2	30,8
Основна зарплата працівників	5	76,9
Додаткова зарплата	1,3	20,0
Єдиний соціальний внесок	2,8	43,1
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	93,8
Загальновиробничі витрати	14,4	221,5
Адміністративні витрати	3,2	49,2
Втрати від браку	0,1	1,54
Інші виробничі витрати	1,0	15,4
Виробнича собівартість	100	1538,0
Прибуток	10	153,8
Ціна виробництва	-	1691,8
Податок на додану вартість	20	338,4
Ціна продажу відпускна	-	2030,2

5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування випускного клапана з охолодженням

Загальна сума витрат на розробку дизеля 6ЧН25/34 з охолоджуванним випускним клапаном і його впровадження у виробництво складають 600000 грн, із яких 80000грн затрачено на розробку технічної документації, 220000грн на підготовку виробництва, 300000 грн на проведення його випробування.

Ціна дизельного двигуна підвищеної потужності із клапаном випускним з охолодженням в порівнянні із серійним дизельним двигуном 6ЧН18/22 збільшилась на 18000 грн.

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту приведені в таблиці 5.3.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 Техніко-економічні показники базового і
запроектованого двигунів 6ЧН18/22

Найменування показників	Позначення	Величина	
		базовий	запроектований
1	2	3	4
Ефективна потужність двигуна, кВт	P_e	225	250
Питома витрата палива, кг/(кВт·год):	b_e	0,210	0,205
Питома витрата масла, кг/(кВт·год)	g_m	0,0025	0,002
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹ .	n	750	750
Ціна дизеля, грн.	Π	2012200	2030200
Оптова ціна палива, грн/кг:	$\Pi_{\text{п}}$	20,5	20,5
Оптова ціна масла М10Г ₂ ЦС, грн/кг	$\Pi_{\text{м}}$	42,5	42,5
Тривалість роботи двигуна за рік, год	t	5000	5000
Коефіцієнт частини вартості переборки двигуна в його ціні	$B_{\text{пер}}$	0,05	0,05
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту в ціні двигуна	$B_{\text{кр}}$	0,30	0,30
Коефіцієнт використання потужності двигуна	$K_{\text{п}}$	0,9	0,9
Ресурс двигуна до першої переборки, год	$t_{\text{пер}}$	4000	5000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	$t_{\text{кр}}$	30000	35000
Нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	$E_{\text{н}}$	0,15	0,15
Затрати на розробку і впровадження дизеля з охолоджуванним клапаном, грн.	$\Pi_{\text{зат}}$	-	600000

Річний економічний ефект від впровадження нового устаткування довготривалого використання знаходиться по формулі

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = \left[C_{нб} \times a_1 \times a_2 - C_{нн} + \frac{I_{б} \times a_1 - I_{н} + E_{н} \times (K_{сб} \times a_1 - K_{сн})}{1 + E_{н}} \right] + C_{т, грн/рік}$$

Розрахунок складових витрат

1. Річний об'єм роботи, виконуваний двигуном при використанні його по призначенню

$$B = \kappa_{п} \cdot P_e \cdot t, \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{рік}$$

$$B_{б} = 0,9 \cdot 225 \cdot 5000 = 1,012 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{рік}$$

$$B_{н} = 0,9 \cdot 250 \cdot 5000 = 1,125 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{рік}$$

Коефіцієнт зміни продуктивності нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_1 = B_{н} / B_{б} = 1,125 \cdot 10^6 / 1,012 \cdot 10^6 = 1,11$$

2. Термін служби двигуна до капітального ремонту

$$T = T_{кр} / t, \text{ років}$$

$$T_{б} = 30000 / 5000 = 6 \text{ років}$$

$$T_{н} = 40000 / 5000 = 8 \text{ років}$$

$P_{н} = 1 / T_{н} = 1 / 8 = 0,125$ – доля відрахувань від балансового прибутку на повну реновацію двигуна.

$$P_{б} = 1 / T_{б} = 1 / 6 = 0,167$$

Коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нового двигуна в порівнянні з базовим

$$a_2 = \frac{P_{б} + E_{н}}{P_{н} + E_{н}} = \frac{0,167 + 0,15}{0,125 + 0,15} = 1,15$$

де $E_{н} = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

3. Поточні затрати на рідке паливо

$$З_{п} = \kappa_{п} \cdot b_e \cdot P_e \cdot t \cdot C_{п}, \text{ грн} / \text{рік}$$

$$З_{пб} = 0,9 \cdot 0,210 \cdot 225 \cdot 5000 \cdot 20,5 = 4358815 \text{ грн} / \text{рік}.$$

$$З_{пн} = 0,9 \cdot 0,205 \cdot 250 \cdot 5000 \cdot 20,5 = 4727810 \text{ грн} / \text{рік}.$$

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Поточні затрати на мастило

$$З_м = g_м \cdot Ц_м \cdot B, \text{ грн/рік}$$

$$З_{мб} = 0,0025 \cdot 42,5 \cdot 1,012 \cdot 10^6 = 107525 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{мн} = 0,002 \cdot 42,5 \cdot 1,125 \cdot 10^6 = 95625 \text{ грн/рік.}$$

5. Затрати на поточний ремонт двигуна

$$З_{пр} = b_{пер} \cdot t \cdot Ц / t_{пер}, \text{ грн/рік}$$

$$З_{прб} = 0,05 \cdot 5000 \cdot 2012200 / 4000 = 125760 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{прн} = 0,05 \cdot 5000 \cdot 2030200 / 5000 = 101510 \text{ грн/рік.}$$

6. Затрати на капітальний ремонт двигуна

$$З_{кр} = b_{кр} \cdot t \cdot Ц / t_{кр}, \text{ грн/рік.}$$

$$З_{крб} = 0,30 \cdot 5000 \cdot 2012200 / 30000 = 100610 \text{ грн/рік.}$$

$$З_{крн} = 0,30 \cdot 5000 \cdot 2030200 / 35000 = 87010 \text{ грн/рік.}$$

7. Річна зарплата обслуговуючого персоналу

$$З_{оп} = C_г \cdot t \cdot q_{зп} = 51,5 \cdot 6000 \cdot 0,43 = 77250 \text{ грн/рік, де}$$

$C_г = 51,5 \text{ грн/год}$ – годинна ставка оператора з врахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби;

$q_{зп} = 0,43$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу, що приходить на обслуговування двигуна.

8. Експлуатаційні витрати споживача за рік

$$И = З_п + З_м + З_{пр} + З_{кр} + З_{оп}, \text{ грн/рік.}$$

$$И_б = 4358815 + 107525 + 125760 + 100610 + 77250 = 4769960 \text{ грн/рік.}$$

$$И_н = 4727810 + 95625 + 101510 + 87010 + 77250 = 5089205 \text{ грн/рік.}$$

10. Річний економічний ефект від створення і експлуатації дизельного двигуна 6ЧН18/22 із клапаном випускним охолоджуваним

$$E = 2012200 \times 1,1 \times 1,15 - 2030200 + \frac{4769960 \times 1,1 - 5089205 + 0,15 \times (0,3 \times 2012200 \times 1,1 - 0,3 \times 2030200)}{1 + 0,15} = 120100 \text{ грн/рік}$$

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Термін окупності затрат на розробку і впровадження у виробництво дизеля, що працює з охолоджуваним випускним клапаном $T_{ок} = C_{зат} / E = 600000 / 120100 = 5$ років, що не перевищує рекомендованих термінів окупності устаткування довготривалого користування $T_{ок} = 3 \dots 8$ років.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО МАГІВСТЕРСЬКІЙ РОБОТІ

Магістерська робота на тему "Покращення техніко-економічних показників стаціонарного дизельного двигуна потужністю 250 кВт за рахунок застосування випускного клапана з охолодженням." містить в собі конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН18/22, розробку ГРМ з детальним проектуванням конструкції випускного клапана, який забезпечує тривалу та надійну роботу двигуна при підвищеній потужності. Магістерська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Запроектований дизельний двигун 6ЧН18/22 потужністю 250 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна безперебійна подача електричної енергії. В першому розділі пояснювальної записки виконаний опис конструкції дизеля з наведенням його технічних параметрів. Загальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН 18/22 показана на листах Додатку А та Б графічної частини дипломної роботи.

У другому розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 250 \text{ кВт}$, паливо - дизельне) визначений двигун – прототип 6ЧН18/22 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків робочого процесу показали, що підвищену потужність дизельного двигуна 6ЧН18/22 $P = 250 \text{ кВт}$ можна отримати при тиску наддуву $p_b = 0,235 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,05$, який є оптимальним для стабільної, надійної та тривалої роботи двигуна.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі формату А1 в Додатку Д.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Головне місце в роботі займає розробка конструкції випускного клапана газорозподільного механізму, яка виконана в науковому розділі пояснювальної записки. В пояснювальній записці приведений детальний аналіз конструкції кришки циліндру та механізму газорозподілу ДВЗ, виконане обґрунтування конструкції випускного клапана з ефективним охолодженням його тарілки за допомогою металевого натрію та розрахунок на міцність кришки циліндру. В графічній частині проекту (листи Додатків В, Г) розроблені складальне креслення кришки циліндру, клапана випускного та робоче креслення клапана.

Так як запроектований газовий двигун 6ЧН 18/22 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в розділі 4 дипломної роботи відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК.

Розрахунковий економічний ефект від застосування двигуна 6ЧН 18/22 з клапаном випускним покращеної конструкції в сумі 120100 грн отриманий за рахунок зменшення витрат на паливо і підвищення його ресурсних показників.

Розрахунковий термін окупності затрат на розробку і застосування двигуна 6ЧН18/22 із охолоджуванним випускним клапаном складає 5 років.

					ПФ НУК 131.61.20.20 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
3. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колеров Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
4. Голубченко Г.А. «Розрахунок рівня шуму в судових приміщеннях».
5. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
6. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
7. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
8. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Ленинград «Судостроение», 1976.
9. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
10. Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.
11. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
12. Хандов З.А., Браславский М.Н. «Судовые среднеоборотные дизели». М.: «Машиностроение», 1984.

					ПФ НУК 131.61.20.20ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

13.Юдин Е.М. Охрана труда в машиностроении. М.:«Машиностроение», 1985.

14. Кинжалов О.С., Литвин С.Н., Горбань А.И. Показатели качества и экономическое обоснование принятых технических решений при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Учебное пособие для студентов специальности 090210 «Двигатели внутреннего сгорания» Николаев, 2006.

15. Шинкарук В.В., магістрант, Грабовенко О.І., Генераторний газ – як альтернативне паливо в ДВЗ. Наукові праці Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні», 15-18 жовтня, ХНАДУ. Харків, 2019.

					ПФ НУК 131.61.20.20ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		