

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: Підвищення надійності роботи дизельного двигуна потужністю 890 кВт за рахунок застосування поршня покращеної конструкції.
Двигун-прототип: 6ЧН26/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Гнилозуб Р.І.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **викладач кафедри «ЕМ»**
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Краснощок М.М.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

	стор.
Вступ	4
1. Загальний розділ	
1.1 Опис електростанції на базі проектного двигуна	6
1.2 Опис конструкції базового двигуна 6ЧН26/34	9
2. Конструкторський розділ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу	14
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	25
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 6ЧН26/34 в порівнянні з базовим	30
2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ	32
2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна	38
3 Науковий розділ	
3.1 Аналіз існуючих конструкцій поршнів різних типів двигунів	43
3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршня	56
3.3 Перевірочний розрахунок на міцність шатунних болтів	58
4. Охорона праці та навколишнього середовища	
4.1 Заходи з охорони праці	61
4.2 Охорона навколишнього середовища	62
4.3 Засоби зниження токсичності та димності відпрацьованих газів	63
4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації	65
4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна	67
5 Техніко-економічний розділ	
5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна	69
5.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна	71
Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	76
Література	78

					ПФ НУК 131. 61.20.04 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Гнилозуб			Пояснювальна записка		Літ.	Арк.
Перевір.		Краснощок						2
Рецензент							61-ТЕМмаг-19	
Н. Контр.		Краснощок						
Затверд.		Нестеренко						

Графічна частина магістерської роботи

ДОДАТОК А План розміщення ДГА-850 в машинній залі, А1,СК

ДОДАТОК Б Дизель 6ЧН26/34 (Поперечний розріз), А1,СК

ДОДАТОК В Поршень (Складальне креслення), А1,СК

ДОДАТОК Г Тронк поршня (Робоче креслення), А1, РК

ДОДАТОК Д Вкладиш тронка поршня (Робоче креслення), А1, РК

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 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. Зручність 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 131.61.20.04 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.

Запроектований дизельний двигун призначений для приводу електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором.

Метою та завданням роботи є забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 6ЧН26/34 з підвищеною потужністю з розробленою конструкцією поршня, на тронку якого встановлені земні вкладиші виготовлені із антифрикційного матеріалу – біметалевої стрічки АО20-1, яка дозволяє значно зменшити втрати потужності двигуна на тертя поршня.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювалися на «Міжнародній науково-технічній конференції , присвяченій 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування.» Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р) та будуть викладені в матеріалах конференції після 25 грудня 2020р. [14].

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис електростанції на базі проектного двигуна

Для максимального використання теплоти згоряння дизельного палива, вартість якого є високою і постійно зростає, запроєктований дизельний двигун 6ЧН26/34 найбільш доцільно використовувати в когенераційній установці, яка включає в собі дизель-генератор ДГА-850 та обладнання для утилізації теплоти випускних газів. Когенераційна установка дозволяє одночасно виробляти електроенергію та теплову енергію, яка відбирається від води охолодження дизеля, масла, наддувочного повітря та випускних газів. Будівля електростанції одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 5,0 Т. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації.

1.1.1 Призначення і мета застосування когенераційної установки.

Когенераційна установка на базі дизель-генератора ДГА-850 із дизелем 6ЧН 26/34 призначена для вироблення електричної енергії для власних потреб заводу, а також вироблення додаткової теплової енергії, яка видається в теплову мережу, за рахунок утилізації тепла від охолоджуючої води двигуна, наддувочного повітря, масла і вихлопних газів.

Мета застосування когенераційної установки - зменшення витрат на електроенергію у 1,5...2,0 разів, а також автономне теплопостачання для підприємства.

1.1.2 Склад, характеристика устаткування

В склад когенераційної установки входить таке теплотехнічне устаткування:

- дизель-генератор ДГА-850 (дизель 6ЧН26/34 потужністю 890кВт, електрогенератор потужністю 850кВт, що встановлені на спільні рамі), теплообмінник утилізаційний водогрійний (ТУВ), насоси циркуляційні,

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

насоси поповнення, градирня ГМП-60, трубопроводи із запірною арматурою, система стиснутого повітря, система прийому, зберігання і заміни масла, система прийому і зберігання дизельного пального.

Основні технічні дані дизель - генератора ДГА - 850:

повна потужність на вихідних клеммах генератора, кВт	850
мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	210
витрата дизельного палива, кг/год	197,8
питома витрата циркуляційного масла на угар, г/(кВт·год)	1,0
вид струму -	змінний, 3-х фазний
напруга, В	380
частота, Гц	50
назначений ресурс безперервної роботи, годин	1000
суха маса дизель-генератора, кг	20300
Габаритні розміри, мм - довжина	5450
- ширина	1900
- висота	2775

Генератор синхронний типу СГС-900Г-8-Н11, трьохфазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління:

- пристрій збуджувальний УВГС-900 із системою збудження генератора, системою контролю і управління газодизель-генератором, пристроєм точної синхронізації.

- Основні технічні характеристики ТУВ

Теплообмінник утилізаційний водоگрійний (ТУВ) конструктивно виконаний одноступеневим. Поверхня теплообміну складається із гладеньких трубок.

Номінальна теплопродуктивність, кВт	300
Площа нагріву, м ²	16,5
Аеродинамічний опір, Па не більше	1000

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Номинальна витрата, кг/год	
- газів випускних	5580
- води	45000
Температура води на виході із ТУВ, °С не більше	85
Температура випускних газів, °С	
- на вході в ТУВ	450
- на виході із ТУВ	120
Габаритні розміри, мм	
- довжина	2500
- ширина	500
- висота	1500
Маса, кг	650
- Основні технічні характеристики градирні ГМП – 60:	
гідравлічне навантаження максимальне, м ³ /год	60
напір води перед соплом, м. вод. ст.	3...5
перепад температур води, °С	5...20
вентилятор осьовий	ВО8-300 №12
потужність електродвигуна, кВт	3,0
габаритні розміри, мм	1900·1230·1700
об'єм прийомного бака, м ³	0,85
маса градирні без води, кг	585

Теплопостачання споживачам виконується від ТУВ і двигуна насосом циркуляційним ($Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$), через які прокачується вода.

Циркуляція води в системі охолодження двигуна виконується навісним водяним насосом двигуна ($Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 18 \text{ м вод. ст.}$)

Підпитка теплової мережі і градирні виконується в натрій – катіонітному фільтрі насосом водяним ($Q = 2 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 25 \text{ м вод. ст.}$)

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Постачання повітря для пуску дизеля

Для пуску дизеля передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- а) електричний компресор автоматизований LT-40 для отримання і нагнітання в балон стиснутого повітря із автоматичною підтримкою тиску в ньому ($p = 3 \text{ МПа}$);
- б) балон стиснутого повітря ($V = 200\text{л}$);
- в) трубопроводи і арматуру.

- Система прийому, зберігання та заміни масла

Для поточної витрати масла в проекті передбачений бак запасу масла об'ємом 800 л. Подача масла в бак виконується насосом НМШ 5-25-4,0/4 від пересувної ємності.

1.2 Опис конструкції базового двигуна 6ЧН26/34

Дизель 6ЧН26/34 разом з генератором СБГ 800-750 входять в склад дизель-генератора ДГА-800 та змонтовані на спільній рамі. З'єднання колінчастого вала дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню дизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора).

Дизель 6ЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувочного повітря.

Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливопідкачного насоса, які закриті кожухом. Шестерневий привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала дизель-генератора.

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун - сталевий з прямим роз’ємом нижньої головки.

Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплена до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході.

Регулятор швидкості типу 1ОРН-100 гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Паливна система складається із шестерневого паливopідкачного насоса з редукційним клапаном, подвійного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель. Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мк) та відцентровим фільтром.

Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні).

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільувача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Засоби контролю за роботою дизель-генератора та станом його параметрів розташовані на щиті приладів дизеля, а також в шафі КУВМ-0,4-800.

На щитку приладів дизеля встановлені:

1. Манометри для заміру тисків: - масла, що поступає в дизель;
 - масла до фільтра;
 - палива після фільтра;
 - циркуляційної води;
 - води зовнішнього контуру;
 - пускового повітря;
 - наддувочного повітря;
 2. Термометри для заміру температури: - води, що виходить із дизеля;
 - масла, що поступає в дизель;
 - палива охолодження форсунок.
 3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.
- Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

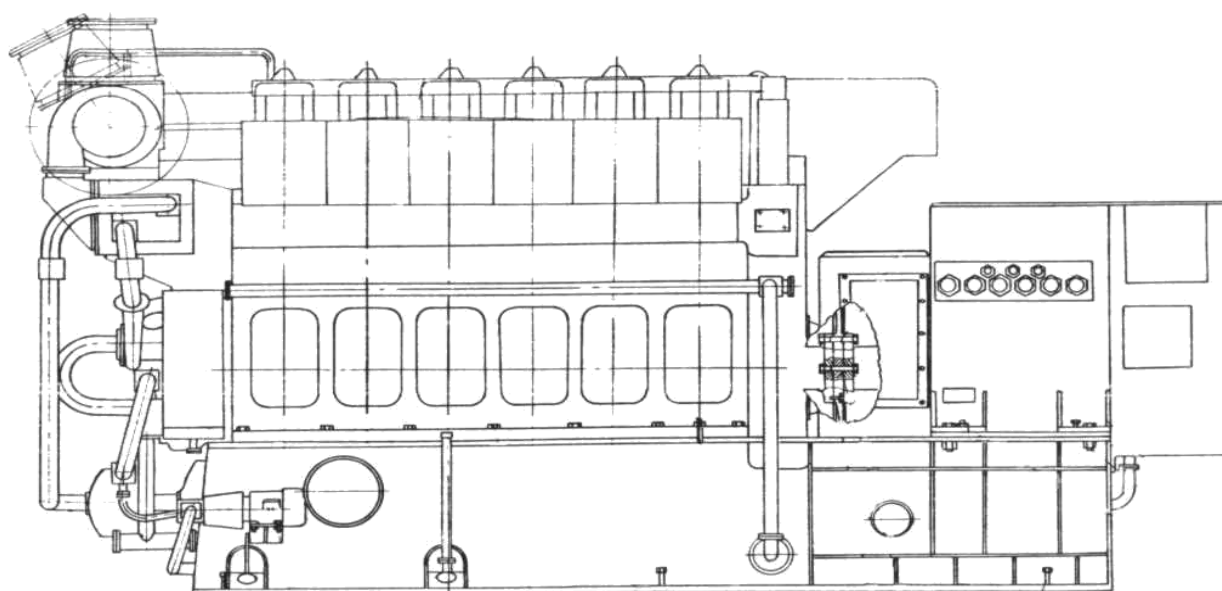


Рисунок 1.1 Дизель-генератор ДГА-800

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

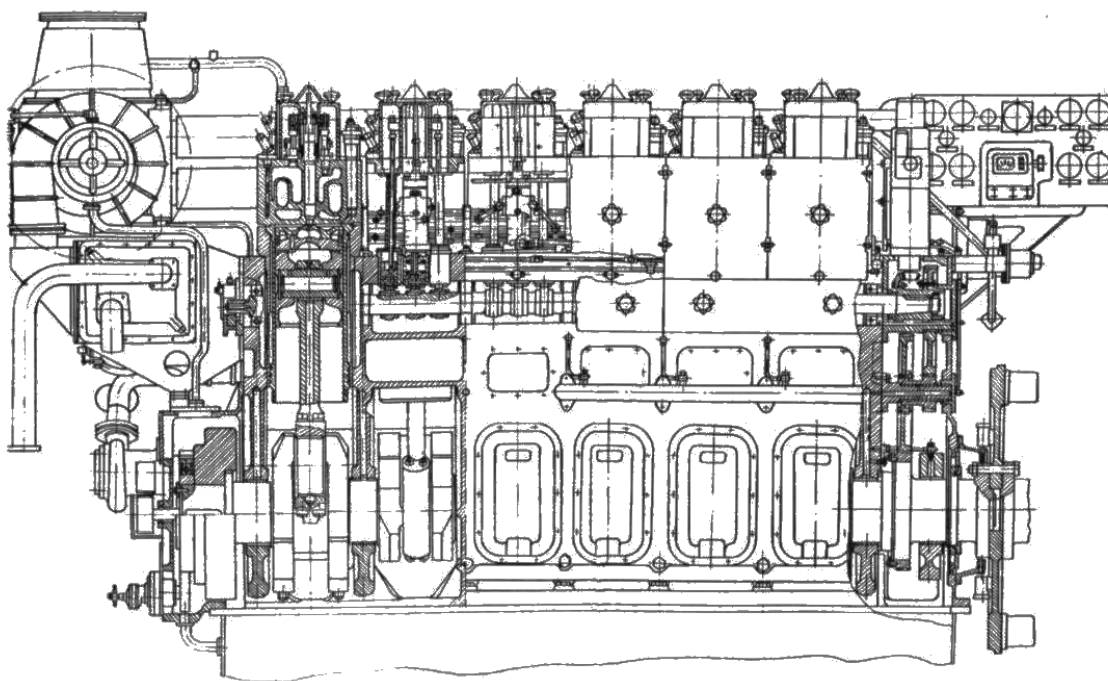


Рисунок 1.2 Дизель-генератор ДГА-800 (сторона управління)

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ

Аркуш

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

- Основні параметри дизеля - прототипу

Дизель потужністю 890 кВт проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 26/34, основні параметри якого наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 26/34

Найменування параметра	Одиниця виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	840
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,3
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	750
Питома витрата дизельного палива, b_e	кг/кВт·год	0,225
Витрата дизельного палива, B_T	кг/год	189
Питома витрата мастила, g_m	г/кВт·год	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{пер.}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту $t_{к.р.}$	год	60000

Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

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 $\varepsilon = 12 \dots 18$ [9] 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 $\varepsilon = 12,5$.

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

– тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа [9] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$ [9]

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [9]. 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 $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [9] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$. [9]

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо - оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [9]

- 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°C [9]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [6].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [6]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [6]

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	890	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	
Тиск наддуву	$p_b =$	0,255	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,25	
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	$p_r =$	0,24	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

Середній елементарний склад палива

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

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S) \quad Q_H = 41743 \quad \text{кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,4946 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 \quad l_0 = 14,32 \quad \text{кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 1,1129 \quad \text{кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO₂: M_{CO2} = C/12

$$M_{\text{CO}_2} = 0,0725 \quad \text{кмоль/кг}$$

водяної пари H₂O:

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,063 \quad \text{кмоль/кг}$$

кисню O₂:

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,1298 \quad \text{кмоль/кг}$$

азоту N₂:

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,8792 \quad \text{кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

M₂

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

$$M_2 = 1,1446 \quad \text{кмоль/кг}$$

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \times \left(\frac{P_{\text{в}}}{P_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}}, \text{ К}$$

$$T_{\text{в}} = 414,7 \quad \text{К}$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_{\text{д}} = (0,9 - 0,95) \times P_{\text{в}}$$

$$P_{\text{д}} = 0,242 \quad \text{МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{в}} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_{\text{д}} - P_r}$$

$$\gamma_r = 0,037$$

де $\Delta T_1 = (30 - 120^\circ)$ ступінь охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 100 \quad \text{К}$$

Температура в кінці впуску.

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{в}} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}$$

$$T_{\text{д}} = 339,9 \quad \text{К}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_{\text{н}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_{\text{д}}}{P_{\text{в}}} \times \frac{T_{\text{в}} - \Delta T_1}{T_{\text{д}} (1 + \gamma_r)}$$

$$\varphi_{\text{н}} = 0,921$$

Густина заряду на впуску.

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

$$\rho_{\text{н}} = 2,82 \quad \text{кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_u = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$$

5 Параметри процесу стиску.

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

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 7,91 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 887,6 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$mCv' = 22,22 \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{K)}$$

6. Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,028$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,027$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_z$$

де:

$$a = 23,047 \text{ КДж/Кмоль} \cdot \text{K}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC_p = mC_v + 8,134 \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_p = a + v \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де:

$$a = 31,361 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$v = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 12,65 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC_v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC_p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,22$$

$$C = 62012,7$$

Звідки:

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

$$T_z = 1753,0 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,27$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,86$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n}$$

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} \quad p_{\epsilon} = 0,73 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad T_{\epsilon} = 997 \quad \text{К}$$

8. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\epsilon-1} \times \left[\lambda \times (\rho-1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2-1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad P'_{mi} = 1,618 \quad \text{МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} \quad P_{mi} = 1,537 \quad \text{МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \phi_n \times 10^{-3}} \quad \eta_i = 0,46$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт.год.)} \quad b_i = 0,189 \quad \text{кг/(кВт.год.)}$$

9. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна - прототипу

$$S_{np} = 0,34 \quad \text{м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{np} \times n}{30} \quad V_{п.ср.} = 8,50 \quad \text{м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} \text{ МПа} \quad P_M = 0,215 \quad \text{МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = P_{mi} - P_M, \text{ МПа} \quad p_{me} = 1,322 \quad \text{МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad \eta_M = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M \quad \eta_e = 0,39$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$b_e = 0,220 \quad \text{кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = b_e \times P_e, \text{кВт} / \text{год}$$

$$B = 195,7 \quad \text{кг/год}$$

10. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 107,7 \quad \text{л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 18,0 \quad \text{л}$$

Діаметр циліндру двигуна - прототипа

$$d_{np} = 260 \quad \text{мм}$$

Хід поршня двигуна - прототипа

$$s_{np} = 340 \quad \text{мм}$$

Відношення $m = s_{np}/d_{np}$

$$m = 1,31$$

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

$$d = 259,3 \quad \text{мм}$$

Хід поршня. $s = m \times d$

$$s = 339,1 \quad \text{мм}$$

11. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \quad \text{мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \quad \text{мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times s \times i}{4 \times 10^6}$$

$$V_{st} = 108,3 \quad \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

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

$$P_{ep} = 894,6 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

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

$$P_{esp} = 892,3 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

$$\Delta P_e = 0,5 \quad \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5%, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН26/34 виконується в табличній формі [8] 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	1,544
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,91
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ϵ	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,65
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,27
8.Ступінь послідуєчого розширення	δ	-	9,83
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 стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,65 \cdot 1,27^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 17,05 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \\ (2)$$

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати 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	7,91	158,2	12,65	253
1,27	5,33	106,6	12,65	253
1,5	4,58	91,6	10,27	205,4
2,0	3,10	62	7,17	147,5
2,5	2,30	46	5,42	108,4
3	1,79	35,8	4,32	86,4
4	1,22	24,4	3,01	60,2
5	0,90	18,0	2,28	45,6
7	0,57	11,4	1,54	30,8
9	0,41	8,2	1,09	21,8
10	0,35	7,0	0,96	19,2
12,5	0,26	5,2	0,73	14,6

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо 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 $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми:

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,25$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 7,91$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 12,65$ 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	8,6
f , до ВМТ	10	0,0189	2,2
b , після ВМТ	130	1,7147	197,2
r' , до ВМТ	70	0,7664	88,1
r'' , після ВМТ	50	0,4292	49,4
d , до ВМТ	150	1,8968	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,23/0,05 = 4,6$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 7,91 = 9,49$ МПа;

$p_c'/m_p = 9,49/0,05 = 189,8$ мм.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 12,65 \text{ МПа}$.

$p_{zd}/m_p = 12,65/0,05 = 253 \text{ мм}$.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,236 / 2 = 20,06 \text{ мм}$.

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/230 = 1,478 \text{ мм/мм}$.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1 / m_s = 20,06 / 1,478 = 14,1 \text{ мм}$.

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 6ЧН26/34 в порівнянні з базовим

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого дизельного двигуна 6ЧН26/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри двигуна - прототипу 6ЧН26/34 та запроектованого

Найменування параметра	Значення	
	6ЧН26/34 (двигун-прототип)	6ЧН26/34
Тип двигуна		
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	840	890
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	750	750
Ступінь стиску, ϵ	12,5	12,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,05	2,25
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,21	0,255
Паливо, що споживається для роботи дизеля	дизельне пальне	дизельне пальне
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	41500	41743
Максимальна температура циклу, T_z , К	1980	1753
Максимальний тиск згоряння, $p_{\max}$, МПа	11,5	12,65
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,44	1,544
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,43	0,46
Питома індикаторна витрата палива, g_i , кг/(кВт·год)	0,190	0,189
Механічний ККД двигуна, η_m	0,85	0,86
Ефективний ККД циклу, η_e	0,37	0,39
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,24	1,322
Питома витрата палива, g_e , кВт/год	0,225	0,220

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельного двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ЧН26/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ЧН26/34 до 890 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,21 МПа до 0,255 МПа. Зважаючи на більш високі параметри робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $g_e = 0,220$ кг/кВт·год нижча ніж у дизеля – прототипу $g_e = 0,225$ кг/кВт·год.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.

Для виконання розрахунків на міцність деталей дизеля, 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 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 26/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---|
| а) діаметр поршня | $D = 0,26\text{м}$ |
| б) частота обертання колінчастого валу | $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 253 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 12,65 \text{ МПа}$ |
| д) кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$ |
| е) масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$ |
| з) радіус кривошипу | $R = 0,17\text{м}$ |
| к) кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| л) кутова швидкість колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ с}^{-1}$ |

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	890 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	750 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	260 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	45373 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	180,80 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,46
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,40
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,212 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,244 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	339,9 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,25

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$$Q_{II} = 2278,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 890 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,1 \%$$

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

$$Q'_e = 911,5 \text{ кВт}$$

Виравовуємо похибку

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

$$\Delta = -2,4 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,18 \quad 0,12$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вып.} = 0,01 - 0,07 \quad 0,03$$

$$Q_w = 341,81 \text{ кВт}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 8,50 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_n = 48,71 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 48,71 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II.}$$

$$Q'_B = 390,52 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу.

$K = 1,3$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,01515 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}}$$

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 2,70 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 2,70 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_W + Q_{T.II.} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 393,22 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{T.II.} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 17,26 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 31,08 \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

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

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 66,9$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 807,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 35,4 \%$$

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

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

$$Q_{MI} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\Sigma}$$

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0876$$

тоді

$$Q_{MD} = 199,7 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 148,2 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,01377 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 8,47 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{M2} = P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 8,47 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 156,72 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 6,88 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 31,4 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

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

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.7

Таблиця 2.7 Тепловий баланс дизеля 6ЧН26/34

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	890,0	39,1
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	393,2	17,3
теплота, яка виноситься випускними газами	807,4	35,4
теплота, яка відводиться маслом	156,7	6,9
невраховані теплові втрати	31,4	1,4
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2278,7	100,0

3 НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Аналіз існуючих конструкцій поршнів різних типів двигунів

Поршень служить для передачі сили тиску газів на палець (у тронкових дизелях) чи на поршневий шток (у крейцкопфних дизелях), передачі нормальної сили на стінку циліндра (у тронкових дизелях), утворення камери згоряння і забезпечення її герметичності, керування відкриттям і закриттям вікон (у двотактних дизелях).

По конструктивному виконанню розрізняють поршні тронкових дизелів (цільні чи складені, неохолоджувані й охолоджувані) [5].

Поршень складається (рис.3.1,а) з головки 1 (верхньої частини з круговими канавками для ущільнювальних кілець) і направляючої частини - тронка 4 з канавками для маслосборних кілець (у тронкових дизелях) чи юбки (у крейцкопфних дизелях). Всередині тронка є приливи - бобишки 2 з отворами для установки поршневого пальця 3.

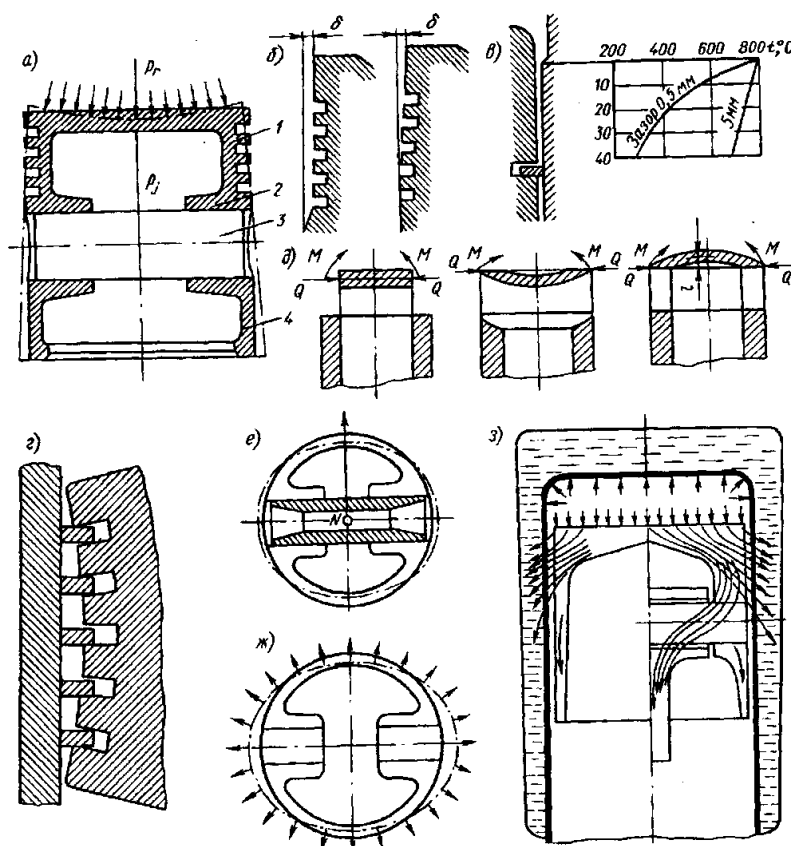


Рисунок 3.1 Умови роботи поршня

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ

Аркуш

Головка поршня сприймає тиск газів і здійснює газорозподіл (у двотактних дизелях), тронк виконує роль повзуна, що ковзає по стінці циліндра, передає на неї нормальну силу і перекриває випускні і продувні вікна при положенні поршня у ВМТ для запобігання прориву газів і продувного повітря в картер (у двотактних дизелях). Юбка поршня в крейцкопфних дизелях забезпечує його центрування в циліндрі і перекриває вікна при положенні поршня у ВМТ (у двотактних дизелях з некерованим випуском).

Під час роботи дизеля поршень нагрівається і розширюється більше ніж циліндрова втулка. Для запобігання заїданню поршня передбачають тепловий зазор. Найбільш інтенсивно нагрівається головка поршня. Тому радіальний зазор між головкою і втулкою встановлюють більше, ніж між тронком (юбкою) і втулкою. Для цього головку поршня виготовляють меншого діаметра, чим тронк, чи обробляють її на конус (рис.3.1,б). Зазор залежить від діаметра циліндра, конструкції, матеріалу й умов охолодження поршня, його встановлюють шляхом випробувань, тому що при збільшенні зазору зростає температура газу (рис. 1,в) і поршня над верхнім поршневим кільцем, погіршуючи умови його роботи. Зазор між тронком і втулкою δ повинний забезпечувати тільки вільне переміщення поршня. Великий зазор викликає стуки при переході поршня через мертві точки, тому що нормальна сила змінює свій напрямок і перекладає поршень у циліндрі з однієї сторони на іншу.

У тронкових дизелів з чавунними поршнями діаметральний тепловий зазор між голівкою і втулкою звичайно дорівнює $0,0060D$, а між тронком і втулкою - $0,004D$; для поршнів з алюмінієвих сплавів зазори встановлюють приблизно в 2 рази більше [6].

Умови роботи поршня - піддається впливу великих механічних і термічних навантажень.

Механічні навантаження виникають під впливом сили тиску газів і

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

сили інерції. Сила тиску газів P_g викликає циклічну повторювану деформацію днища і стінки поршня (рис.1,а), а сила інерції P_i прагне розірвати шпильки кріплення чи головки днища (у складених поршнях).

Термічні навантаження обумовлені безпосереднім контактом голівки поршня з гарячими газами (через поршень відводиться 8-10 % теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі).

Теплове навантаження поршня різко зростає при збільшенні діаметра циліндра D (квадратична залежність) і при переході від чотиритактного ($z=2$) до двотактного ($z=1$) циклу.

У тронкових дизелів за інших рівних умов теплове навантаження поршня вище, ніж у крейцкопфних, внаслідок додаткового нагрівання тронка поршня від тертя об стінку циліндра. У двотактних дизелів з контурною схемою газообміну нерівномірне нагрівання поршня приводить до значної асиметрії температурного поля щодо його осі і виникненню додаткових термічних напруг.

У дизелів із прямоточно-щілинною схемою газообміну велике теплове навантаження випускного поршня обумовлена омиванням гарячими газами не тільки днища поршня, але і всієї бічної поверхні його голівки. У кращих умовах працюють поршні дизелів із прямоточно-клапанною продувною, у яких потік продувного повітря добре і рівномірно прохолоджує головку поршня.

Сильне нагрівання головки знижує її міцність, а значні перепади температур (осьовий і радіальний) викликають у днищі поршня високі термічні напруження, і головка деформується (рис.3.1,г).

У тронкових дизелів у результаті дії сили тиску газів на днище поршня (рис.1, а), нормальної сили (N) на бічну поверхню (рис.3.1,е), нагрівання від головки поршня і теплоти тертя (рис.3.1,ж) деформується також тронк поршня. Внаслідок нерівномірного розподілу металу по перетині тронка він приймає овальну форму з більшою віссю по осі поршневого пальця, що є як

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

би направляючою при деформації. У результаті між циліндровою втулкою і тронком може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

У крейцкопфних дизелів юбка поршня розвантажена від нормальної сили але може дотикатися стінки циліндра при великому зазорі в парі повзун-паралель, а також внаслідок вібрацій і різниці тисків на бічну поверхню поршня з боку випуску і продувки в момент відкриття випускних вікон (у двотактних дизелях з контурною продувкою).

У неохолоджуваних поршнів теплота від головки відводиться охолоджуючою водою (рис.3.1,з) через поршневі кільця (60-80%) і тронк (20-40%). Деяка кількість теплоти відводиться через поршковий палець до шатуна, а також передається картерним газам і масляному «туману».

Матеріал поршня та вимоги до його конструкції

До конструкції поршня пред'являють наступні основні вимоги:

а) найменша теплонапруженість, тобто температури днища і стінок голівки в зоні поршневих кілець повинні бути по можливості знижені при мінімальних перепадах температур у радіальному й осьовому напрямках;

б) менша маса (для зниження сил інерції) при достатній міцності і жорсткості (для запобігання деформації). Крім того, матеріал головки повинний бути жароміцним і жаростійким, а направляючої частини - зносостійким, мати гарні антифрикційні властивості і малий коефіцієнт лінійного розширення.

Матеріал цільних поршнів: сірий чавун СЧ25, СЧ28, СЧ32, високоміцний чавун ВЧ45-0, ВЧ50-1,5 і алюмінієві сплави ливарні жароміцні АЛ1, АЛ19 чи деформіруємі АК2, АК4. У складених поршнях голівку чи днище виготовляють окремими з легованої сталі (звичайно молібденової чи хромо-молібденової), а направляючу частину - з чавуне чи алюмінієвого сплаву. Це дає можливість одержати жаротривку конструкцію при відносно невеликій масі і замінити при необхідності тільки голівку поршня.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Високий коефіцієнт теплопровідності алюмінієвих сплавів (у 3-4 рази вище, ніж у чавуну і сталі) і невеликий коефіцієнт тертя дають можливість знизити температуру днища поршня, його масу і сили інерції, а також втрати на тертя. Крім

того, поршні з алюмінієвих сплавів більш технологічні при виготовленні і на їхніх

поверхнях менше утвориться нагару. Передача теплоти від газів до алюмінієвого поршня на 30-40 % менше, ніж до чавунного чи сталевого.

Недоліки поршнів з алюмінієвих сплавів: мала міцність при високих температурах; швидка розробка канавок поршневих кілець і бобишків поршневого пальця; відносно висока вартість. Через великий коефіцієнт

Конструкція поршня залежить від типу дизеля і рівня його форсування.

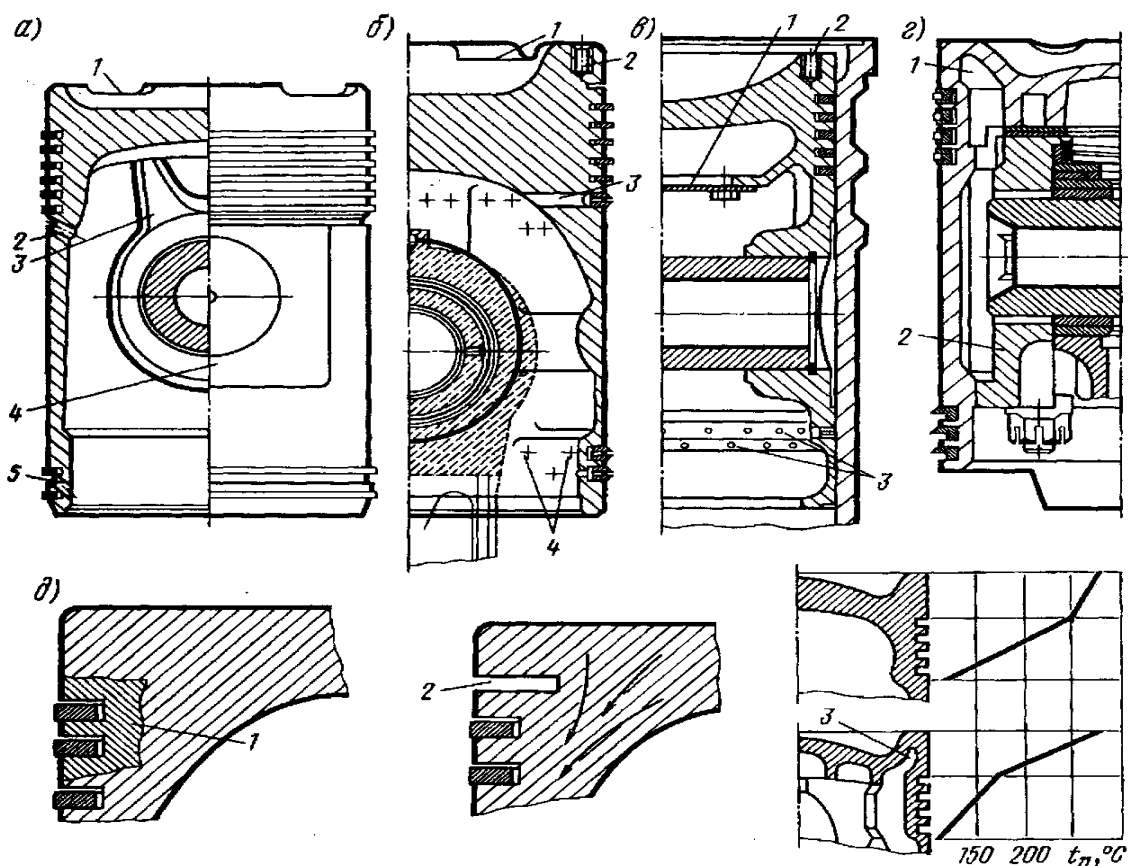


Рисунок 3.2 Конструктивні особливості поршнів

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ

Аркуш

лінійного розширення алюмінієвих сплавів (у 2-2,5 рази вище, ніж у чавуну і сталі) необхідно збільшувати радіальний зазор. Днище поршня для збільшення жорсткості іноді підкріплюють ребрами (рис.3.2,а). Вибірki 1 на днищі (рис.3.2,а,б) у чотиритактних дизелях передбачають для забезпечення вільного відкриття газорозподільних клапанів, а для демонтажу поршня з циліндра по краях днища часто свердлять і нарізають різьбу в отворах 2 (рис.3.2,б,в) для римів. Для запобігання нагароутворення на поверхні днища і захисту поршневого підшипника від теплового випромінювання внутрішню поверхню голівки поршня іноді закривають кожухом 1 (рис.3.2,в), форма днища ВОД і СОД визначається головним чином способом сумішоутворення, а МОД і форсованих СОД - умовою забезпечення найменшої тепло напруженості головки. Тому днище поршня МОД найчастіше виконують плоским (з маловігнутою чи маловипуклою поверхнею), тому що така форма має найменшу поверхню нагрівання і більш рівномірний розподіл температур в осьовому напрямку. У днищах поршнів МОД звичайно не роблять свердління для римів, що є концентраторами напружень, а для демонтажу застосовують спеціальні бандажі, що надягаються на верхню частину головки.

Висота головки поршня залежить від розмірів і розташування поршневих кілець, а також відстані канавки верхнього кільця від краю днища. Для забезпечення кращого відводу теплоти і більш оптимальних умов роботи верхнього поршневого кільця його канавку розміщують по можливості далі від днища так, щоб при положенні поршня у ВМТ кільце було не вище рівня охолоджуючої води в сорочці охолодження; у двотактних дизелів з контурною продувкою положення верхнього кільця погоджують з розташуванням верхніх кромek вікон.

Канавки поршневих кілець для забезпечення вільного радіального переміщення кілець, запобігання місцевого зношування і наклепу виконують спеціальної форми. Для запобігання швидкого зношування канавок їхні

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

нижні поверхні хромують чи гартують, у канавках установлюють кільця з легованого чавуну з високою міцністю, а в головку поршня з алюмінієвого сплаву можуть заливають обойму 1 (рис. 3.2,д) з аустенітного чавуну з великим змістом нікелю для одного чи двох верхніх кілець.

Для зменшення теплового навантаження верхніх поршневих кілець у неохолоджуваних поршнів у ряді випадків передбачають зовнішні, а в охолоджуваних поршнів внутрішні «теплові дамби». Зовнішня дамба 2 (рис. 3.2,д) являє собою глибоку канавку над верхнім кільцем, що створює високий термічний опір (за рахунок малої теплопровідності газу) і яка спрямовує тепловий потік в обхід верхніх кілець до нижніх кілець. Внутрішня дамба 3 (рис.3.2,д), 1 (рис.3.2,г) - це внутрішня кругова порожнина над поясом поршневих кілець, що зменшує потік теплоти до верхніх кілець за рахунок тепловідводу до охолоджувача поршня.

Довжину тронка поршня визначають у залежності від припустимого питомого тиску на стінку циліндра і системи газообміну (у двотактних дизелях). Товщину стінок тронка під ущільнювальними кільцями в цільних неохолоджуваних поршнях часто різко зменшують (рис.3.2,а,б) для зниження тепло потоку до тронку, запобігання його перегріву, деформації і заїдання поршня. Необхідну жорсткість тронку забезпечують його оребрением.

Для зниження сил тертя і зносу тронка на його поверхні іноді виконують клинчасті поглиблення. При перетіканні масла з одного поглиблення в інше створюється гідродинамічний тиск, що сприяє зменшенню тертя і зносу.

Стовщення в нижній частині тронка служить для його жорсткості і запобігання можливих деформацій при складанні і розбиранні (іноді для цього до торця юбки кріплять сталеве кільце), підгонці поршнів по масі і використання як технологічну базу при обробці поршня.

Канавки для маслосз'ємних кілець розташовують на тронку вище чи нижче поршневого пальця. У першому випадку тронк буде інтенсивно

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

змащуватися маслом, що сприяє зниженню його зносу. Проте у двотактних тронкових дизелях для зменшення втрат масла канавки звичайно розташовують у нижній частині тронка (рис.3.2,г). під канавками для кілець чи у самих канавках висвердлюють отвори 2,5 (рис.2,а), 3,4 (рис.2,б) для відводу масла.

У направляючій частині поршнів МОД і потужних СОД роблять кругові канавки у виді «ласточкиного хвоста», у які завальцовують протизадирні кільця із свинцевистої чи олов'янистої бронзи; після проточки діаметр кілець на 0,1-0,4 мм більше діаметра поршня. Зазначені кільця одночасно служать для амортизації ударів юбки об стінку циліндра, привалки (центруванню) поршня по циліндру і контролю його положення в експлуатації.

Для запобігання заїдання поршня внаслідок нерівномірної деформації тронка виконують наступні заходи:

а) у районі бобишків поршня знімають частину металу чи вибирають «кишені»-холодильники 4 (рис.3.2,а). В другому випадку зменшується місцева концентрація металу і маса поршня;

б) тронк поршня виготовляють овальним з більшою віссю в площині, перпендикулярній осі поршневого пальця (під час роботи дизеля тронк здобуває циліндричну форму); поршневий палець закріплюють у циліндричній вставці 2 (рис.2,г), прикріпленому до головки поршня. При цьому тронк поршня не має бобишок і отворів для пальця і при нагріванні деформується рівномірно.

Для поліпшення відводу теплоти від днища в неохолоджуваних поршнів збільшують товщину днища від центра до краю і перетин головки в зоні кілець (рис.2,а,б), і поршні виготовляють з алюмінієвих сплавів, що мають високий коефіцієнт теплопровідності.

У форсованих ВОД застосовують теплову ізоляцію днища поршня. Для цього на днище закріплюють сталеву жаростійку накладку чи наносять

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

керамічне жаростійке покриття (карбід вольфраму з присадкою кобальту, карбід хрому з присадкою нікелю й ін.) в обох випадках відбувається перерозподіл статей теплового балансу дизеля: зменшується потік тепла у поршень і збільшується температура випускних газів.

Способи охолодження поршнів

Зниження тепло напруженості охолоджуваних поршнів досягається ретельним відпрацюванням їхньої конструкції (вибір матеріалу, оптимальних стінок і т.д.) і системою охолодження. Як охолоджувач застосовують масло чи воду.

Основна перевага масляного охолодження - можливість застосування в тронкових і крейцкопфних дизелях (протікання масла в картер не являється небезпечним), а основні недоліки - ймовірність коксування масла, що різко погіршує тепловідвід, менша теплоємність, більш швидке окислення масла.

Переваги водяного охолодження: висока теплоємність води (майже в 2,5 рази вище, ніж в масла) і більший коефіцієнт тепловіддачі від стінок поршня до води. Основні недоліки: можливість застосування тільки в крейцкопфних дизелях; необхідність ретельного виготовлення й ізоляції системи підведення і відводу води.

Струминне (фонтанне) охолодження (рис.3,а) застосовують при помірній тепло напруженості поршня. Масло по свердлінню 1 у шатуні надходить у кільцеву канавку 2 головного підшипника 3, через сопло 4 струменем омиває днище поршня 5 і стікає в картер дизеля.

Проточне охолодження - за допомогою змійовика 1 (рис.3, в), залитого в тіло голівки при виготовленні поршня, чи за допомогою кільцевої порожнини 1 (рис.3,б). У змійовик масло звичайно надходить по свердлінням у шатуні і поршневому пальці, а потім з поршня чи через свердління в пальці і шатуні (рис.3,в)

в) зливається в картер, а в кільцеву порожнину (рис.3.3,д) - по свердліннях у шатуні і поршневому пальці чи через сопло, встановлене в

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

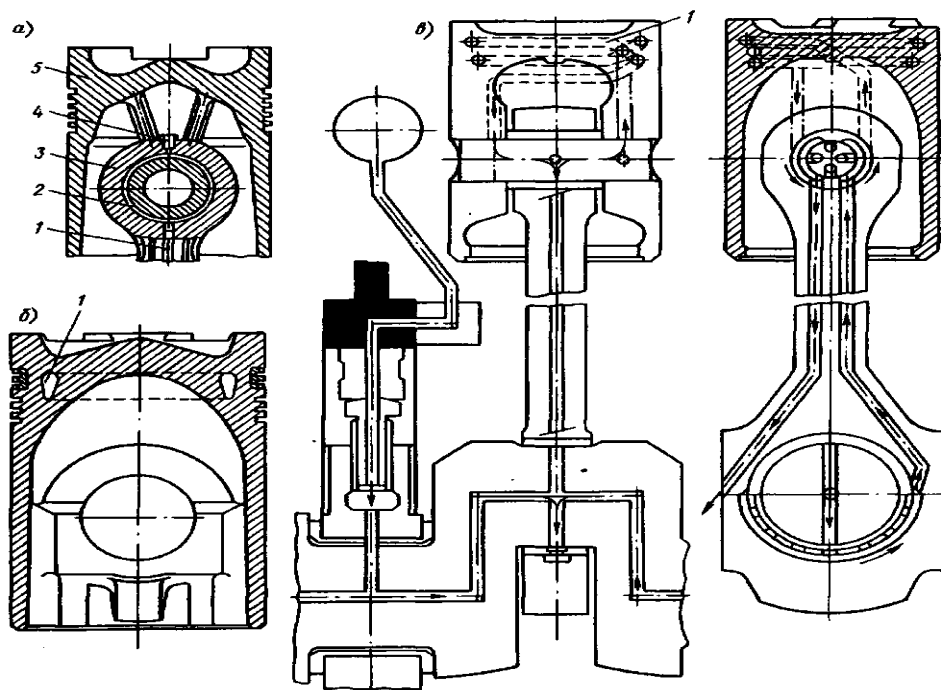


Рис. 3 Системи охолодження поршнів

картері дизеля співвісно з вертикальним свердлінням у тілі поршня.

.Охолодження збовтуванням масла (за рахунок «коктейль-ефекту») є найбільш ефективним, його широко застосовують у сучасних суднових дизелях (рис.4,а,б). Перетини каналів, що підводять і відводять масло чи висоту зливальних отворів підбирають таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом тільки частково.

Під дією сил інерції масляний об'єм поперемінно відкидається то до верхньої, то до нижньої частини порожнини охолодження, інтенсивно омиваючи нагріті зони поршня. Нагріте масло замінюється охолодженим маслом, що надходить у поршень. Високий коефіцієнт тепловіддачі в масло (майже в два рази більше, ніж при циркуляційному охолодженні) забезпечується за рахунок високої середньої швидкості поршня й участі в теплообміні всієї маси масла, а не тільки прикордонного шару. Ймовірність коксування масла на охолоджуваних поверхнях поршня при охолодженні збовтуванням значно зменшується.

У крейцкопфних дизелях застосовують циркуляційне охолодження поршнів чи охолодження збовтуванням [5]. Охолоджувач підводять до

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поршня за допомогою телескопічних (масло чи вода) , або шарнірних труб, які хитаються (масло).

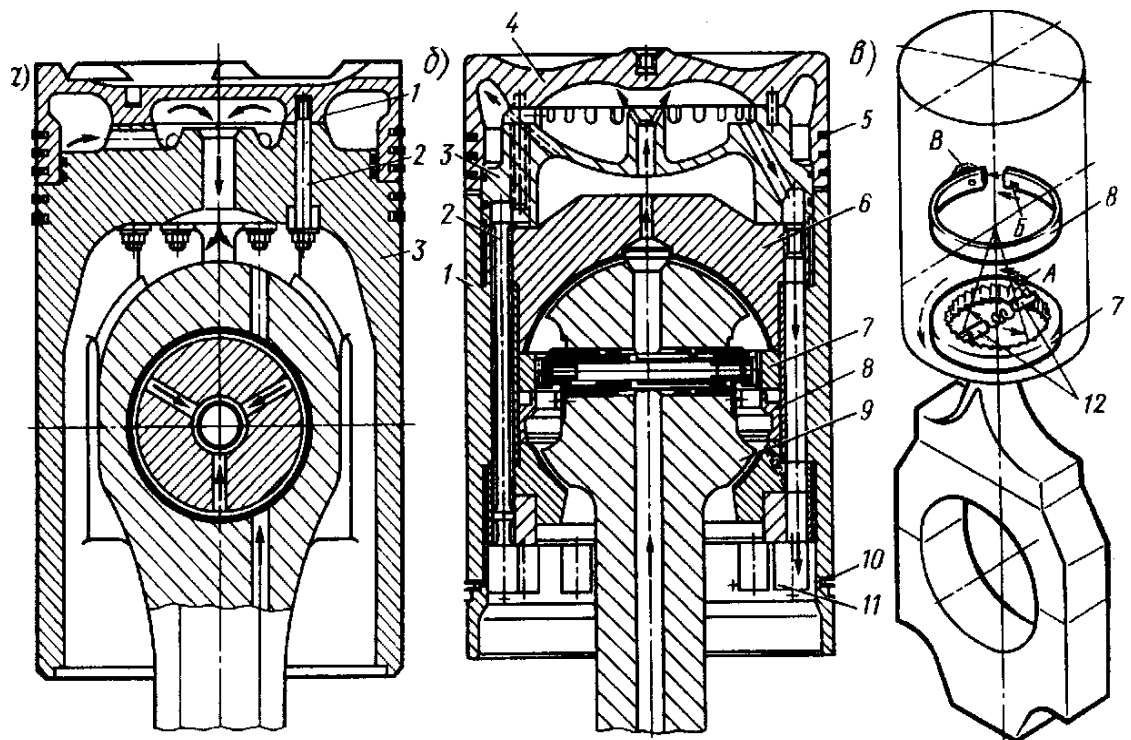


Рис.4 Конструкції поршнів тронкових дизелів

.Опис конструкцій поршнів 4-тактних двигунів [5]

Конструкції поршнів тронкових дизелів показані на рисунку 3.4.

Поршень дизеля СЕМТ РС-4 (рис.3.4,а) - складений, має знімне тонкостінне сталеве днище, що спирається круговим ребром 1 на тронк 3 з алюмінієвого сплаву і кріпиться до нього податливими шпильками 2, поршень охолоджується за рахунок збовтування масла під час роботи дизеля.

Масло підводиться по свердліннях у тілі

шатуна, поршневого пальці і бобишках поршня в кільцеву порожнину в зоні поршневих кілець, а потім надходить у порожнину під днищем і зливається в картер. Верхні поршневі кільця хромовані, а їхні канавки для підвищення зносостійкості піддані індукційному загартуванню.

Поршень дизеля Зульцер Z 40/48 (рис.3.4,б) складається зі сталевій головки 4, чавунного тронка 1 і рознімної сферичної опори 6, що разом зі

сферичною голівкою 9 шатуна утворить поршневий підшипник. Тонкостінне днище поршня спирається на силове кільце 3, через яке сила тиску газів передається безпосередньо на сферичну опору і далі на головку шатуна. Усі частини поршня з'єднані довгими податливими шпильками 2. На головці поршня встановлені ущільнювальні кільця 5, а на тронці - маслоз'ємні кільця 10. Поршень охолоджується збовтуванням масла в кільцевій порожнині в зоні ущільнювальних кілець і під днищем поршня. Масло підводиться по свердліннях у шатуні і сферичній вставці, а потім по численних свердліннях у периферійній і центральній частині силового кільця струменем подається в порожнину в зоні кілець і під днищем поршня. По трубці 11 масло стікає в картер. Внутрішня «теплова дамба» сприяє істотному зниженню температури головки поршня в зоні кілець.

Крім звичайного зворотно-поступального руху, поршень повільно обертається у втулці циліндру. Обертання здійснюється за рахунок коливального руху шатуна за допомогою спеціального механізму. Два храпових стержня ("защелки") 12 в отворі сферичної головки шатуна, незначно зміщеному щодо її центра, розтискаються пружиною і входять в зачеплення з зубчатим вінцем 7, вільно встановленому в поршні між верхньою і нижньою половинами сферичної опори. Виступ А на торцевій поверхні зубчатого вінця 7 входить у проріз Б круглої пружини 8 (рис.3.4,в). Через виступ В пружини обертання передається поршню. Коливальний рух шатуна за допомогою храпових стержнів викликає преривчастий обертальний рух зубчатого вінця. При повороті вінця пружина стискується, накопичуючи енергію. У момент, коли навантаження на поршень від тиску газів і сил інерції мінімальна, пружина віддає накопичену енергію і повертає поршень. Конструкція поршня має наступні переваги:

при кожному ході поршня нормальна сила передається на стінку циліндра новою ділянкою поверхні тертя тронка, що забезпечує його рівномірне змащення і знос, нагрів і деформації й усуває небезпеку прихвачування і

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

задиру поршня; в результаті спільного обертання поршня і поршневих кілець запобігається місцеве нагрівання циліндрової втулки, обумовлений пропусками газів через замки кілець, поліпшується змащення кілець і зменшується їхній знос; рівномірні теплові деформації поршня і втулки дають можливість зменшити зазор між ними; сферична форма верхньої голівки шатуна забезпечує само центрування поршня щодо осі циліндра і відсутність перекосів у підшипниках.

Охолодження збовтуванням масла (за рахунок «коктейль-ефекту») є найбільш ефективним, його широко застосовують у сучасних суднових дизелях (рис.3.4,а,б). Перетини каналів, що підводять і відводять масло чи висоту зливальних отворів підбирають таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом тільки частково.

Під дією сил інерції масляний об'єм поперемінно відкидається то до верхньої, то до нижньої частини порожнини охолодження, інтенсивно омиваючи нагріті зони поршня. Нагріте масло замінюється охолодженим маслом, що надходить у поршень. Високий коефіцієнт тепловіддачі в масло (майже в два рази більше, ніж при циркуляційному охолодженні) забезпечується за рахунок високої середньої швидкості поршня й участі в теплообміні всієї маси масла, а не тільки прикордонного шару. Ймовірність коксування масла на охолоджуваних поверхнях поршня при охолодженні збовтуванням значно зменшується.

Опис конструкції поршня базового двигуна

Поршень (рис.3.5) охолоджується маслом, складеної конструкції: складається із сталльної головки 4 и чавунного тронка 3, з'єднаних болтами 7, які стопоряться від відкручування стопорними шайбами 9. Тронк поршня 3 і стержень шатуна з'єднуються сталльним пустотілим поршневим пальцем 1. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення поршневий палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок тронка поршня 3. На головці поршня 4 є три канавки, в яких розміщені поршневі компресійні кільця 5, 6,

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

а на тронку поршня 3 є одна канавка з радіальними отворами, в якій розташоване одне маслоз'ємне кільце 2 з експандером. Два верхні компресійні кільця 5 прямокутного перерізу, хромовані. Третє компресійне кільце 6 - «минутное», що забезпечує добре прилягання його до стінки втулки циліндру.

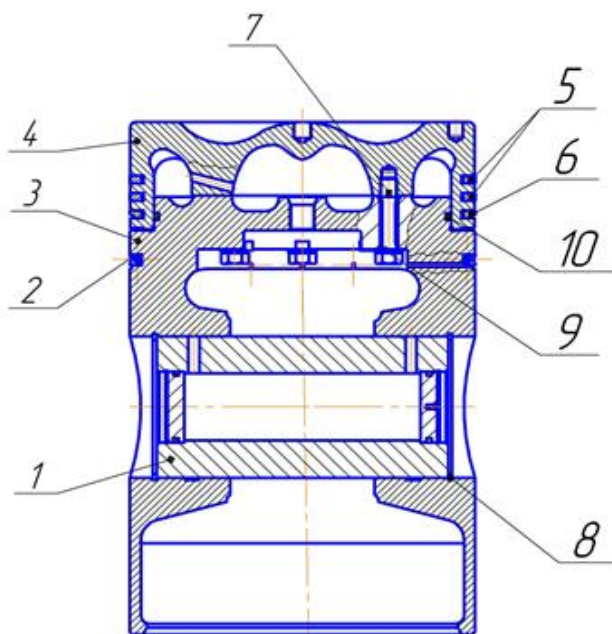


Рисунок 3.5 Поршень двигуна-прототипу

1 – палець поршневий, 2 – маслоз'ємне кільце, 3 – тронк поршня, 4 – гайка поршня, 5, 6 – кільця поршневі компресійні, 7 – болт, 8 – кільце стопарне, 9 – шайба стопарна, 10 – кільце ущільнює

3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршня

Вдосконалена конструкція поршня (рис.3.6) відрізняється від поршня базового двигуна тим, що у нього для зменшення витрат на механічне тертя поршня і забезпечення його ремонтпридатності на робочих поверхнях тронку поршня 3 встановлені біметалеві вкладиші тронка поршня 11, як виготовлені з того ж самого матеріалу, що і вкладиші шатунних та рамових вкладишів – біметалевої сталєалюмінієвої полоси АО20-1. Закріплені вкладиші тронка за допомогою гвинтів 12. Осьове переміщення вкладишів обмежується стінками кільцевої канавки, проточеної на тронку поршня. Застосування матеріалу АО20-1 для виготовлення вкладиша забезпечує

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

високі антифрикційні властивості пари: поршень – втулка циліндру, режим змащування якої не завжди є рідинним. Зменшення величини коефіцієнту тертя дає підвищення механічного ККД двигуна, а отже зменшує питому витрату палива при роботі двигуна.

Також така конструкція поршня дозволяє проводити його ремонт шляхом заміни дефектних вкладишів на нові у випадку задиру поршня чи підвищеному зношуванні. При цьому отримуємо значний економічний ефект, так як поршень складеної конструкції трудомісткий у виготовленні і вартість його значна.

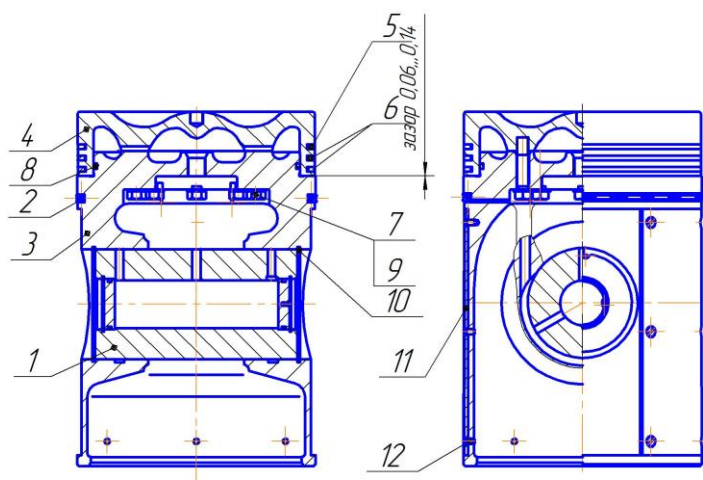


Рисунок 3.6 Поршень вдосконаленої конструкції

1 – палець поршневий; 2 – кільце маслосежне; 3 – тронк поршня; 4 – головка поршня; 5, 6 – кільця компресійні; 7 – долт; 8 – кільце ущільнюоче; 9 – шайба стопорна; 10 – кільце стопорне; 11 – вкладиш тронка; 12 – гвинт.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Перевірочний розрахунок на міцність шатунних болтів

Мета розрахунку

Задачою розрахунку на міцність шатунного болта є знаходження в ньому напруг і запасів міцності і порівняння їх з допустимими для матеріалу з якого вони виготовлені [1]

Вихідні дані

1.Число оборотів колінчастого валу двигуна	$n =$	750	хв^{-1}
2.Маса поршня	$m_{\text{п}} =$	62	кг
3.Маса стрижня шатуна	$m_{\text{ш}} =$	70	кг
4.Кількість шатунних болтів	$i =$	4	
5.Радіус кривошипу	$R =$	0,17	м
6.Довжина шатуна	$L =$	0,72	м
7.Коефіцієнт динамічного навантаження болта	$a =$	0,2	
8.Внутрішній діаметр різьби	$d_{\text{вн.}} =$	0,02	м
9.Середній діаметр різьби	$d_{\text{ср.}} =$	0,022	м
10.Коефіцієнт тертя в різьбі	$\beta =$	0,1	
11.Ефективний коефіцієнт концентрації в різьбі	$K_{\sigma} =$	2,7	
12.Границя текучесті матеріалу болта Сталь 40ХН2МА	$\sigma_{\text{м}} =$	850	МПа
13.Границя втоми матеріале болта при розтягуванні	$\sigma_{-1\text{р}} =$	400	МПа

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	$\omega =$	78,5	рад/с
2.Кривошипне відношення	$\lambda = \frac{R}{L}$	$\lambda =$	0,236	

3. Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{jp} = (m_n + m_{ш}) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$P_{jp} = 171039 \quad \text{Н}$$

4. Сила затяжки одного болта

$$P_3 = 3 \cdot P_{jp} / i$$

$$P_3 = 106900 \quad \text{Н}$$

5. Сила, що діє на шатунний болт

$$P_6 = P_3 + a \cdot P_{jp} / i$$

$$P_6 = 115452 \quad \text{Н}$$

6. Сумарні напруги в болті

$$\sigma = \frac{P_6 \cdot 4}{\pi \cdot d_{вн}^2}$$

$$\sigma = 367,6 \quad \text{МПа}$$

7. Крутний момент, що діє на стрижень болта при його затяжці за рахунок тертя поверхней нитків різьби болта та гайки

$$M_{кр} = \frac{\beta \cdot P_3 \cdot d_{сер}}{2}$$

$$M_{кр} = 117,6 \quad \text{Н·м}$$

8. Дотичні напруги при крученні болта

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_{вн}^3}$$

$$\tau = 73,5 \quad \text{МПа}$$

9. Складна напруга в розрахунковому перерізі болта

$$\sigma_{скл} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{скл} = 389,0 \quad \text{МПа}$$

10. Запас статичної міцності по пластичним деформації

$$n_\sigma = \sigma_T / \sigma_{скл}$$

$$n_\sigma = 2,2$$

У виконаних двигунах

$$n_\sigma \approx 1,5 \dots 3,0$$

Розрахунок шатунного болта на втому

Шатунні болти розраховуються на втому в наступному порядку.
В процесі роботи різьбового з'єднання зусилля затяжки залишається постійним і до напруги затяжки додаються змінні напруги від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

1. Амплітуда змінних напруг в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0.785 \cdot d_{BH}^2} \quad \sigma_a = 27,2 \text{ МПа}$$

2. Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \quad n_a = 5,4$$

У виконаних двигунах

$$n_q \approx 2.5 \dots 5.0 \quad [1]$$

Висновок

Результати виконаного розрахунку свідчать про те, що працездатність шатунного болта запроектованого дизеля 6ЧН26/34 забезпечується, так як запас статичної міцності $n_\sigma = 2,2$ і запас міцності по змінним напругам $n_a = 5,4$ є достатніми.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Заходи з охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

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

а) Газ та пари мастила.

Газ та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

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

б) 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.

г) Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

4.2 Захист навколишнього середовища.

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

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

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

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та нафто утримуючі води. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

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

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;

б) окисли вуглецю;

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу. Величина забруднення від випарів нафти складає майже в два рази більше, ніж забруднення від автомобільного транспорту.

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт;

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

б) застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно добитися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників;

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

4.3 Способи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація газового палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

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

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

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

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

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

4.4 Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага.

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

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

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

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

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

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб. Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

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

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

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

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

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани;

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;
- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕХНІКО - ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

5.1 Розрахунок собівартості та ціни модернізованого двигуна

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

$$C_H = C_A \pm \Delta C$$

де C_A – 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:

$$\Delta C_i = C_3 - C_B,$$

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

Розрахунок виконується в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Розрахунок вартості деталей і складальних одиниць, що вводяться (виводяться)

Найменування деталі (складальної одиниці)	Собівартість (ціна), тис. грн./шт.	Кількість, шт.	Сума, тис. грн.
Виведені: 1 – поршень	25,2	6	161,2
Введені: 1 – поршень	27,0	6	162,0

$$C_H = 9500 - 161,2 + 162,0 = 9600,8 \text{ тис. грн.}$$

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

$$P_P = C_H \frac{P, \%}{100}$$

де P – рентабельність у відсотках.

$$P_P = 9600,8 \times \frac{10}{100} = 960,1 \text{ тис. грн.}$$

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Ціна виробництва модернізованого двигуна дорівнює, грн.:

$$C_B = C_H + P_p$$

$$C_B = 9600,8 + 960,1 = 10560,9 \text{ тис.грн.}$$

Податок на додану вартість, грн.:

$$ПДВ = C_B \times \frac{\%ПДВ}{100}$$

де %ПДВ – відсоток податку на додану вартість (приймаємо 20%).

$$ПДВ = 10560,9 \times \frac{20}{100} = 2112,2 \text{ тис.грн.}$$

Ціна продажу, грн.:

$$C_{пр} = C_B + ПДВ$$

$$C_{пр} = 10560,9 + 2112,2 = 12673,1 \text{ тис.грн.}$$

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

Таблиця 5.2 Калькуляція собівартості модернізованого двигуна

Статті витрат	Структура витрат, %	Сума витрат, тис.грн.
Сировина й матеріали	15,4	1479
Покупні напівфабрикати й комплектуючі вироби	44,5	4272
Паливо й енергія на технологічні цілі	4,4	422
Поворотні відходи (віднімаються)	-0,2	-19
Транспортно-заготівельні роботи	2	192
Основна зарплата працівників	5	480
Додаткова зарплата	1,3	125
Єдиний соціальний внесок	2,8	269
Відшкодування збитків від зносу інструмента цільового призначення	6,1	585
Загальновиробничі витрати	14,4	1383
Адміністративні витрати	3,2	307
Втрати від браку	0,1	10
Інші виробничі витрати	1,0	96
Виробнича собівартість	100	9601
Прибуток	-	960,1
Ціна виробництва	-	10560,9
Податок на додану вартість	-	2112,2
Ціна продажу відпускна	-	12673,1

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок економічного ефекту у споживача модернізованого двигуна

Для розрахунку економічного ефекту у споживача від експлуатації модернізованого двигуна використовуються оптимізовані ефективні показники, наведені в таблиці 5.3

Таблиця 5.3 Вихідні дані

Найменування показника	Од.вим.	Двигуни	
		новий	базовий
Ефективна потужність	кВт	890	840
Питома витрата палива	кг/ (кВт год)	0,220	0,225
Ціна палива	грн./кг	22	22
Витрата масла на вигар	кг/кВт*год	0,001	0,001
Ціна масла	грн./кг	45	45
Термін служби	років	20	20
Річна зайнятість двигуна	год	6000	6000
Коефіцієнт завантаження двигуна по потужності	-	0,9	0,9
Повна собівартість	тис. грн.	9601	9500
Ціна виробництва	тис. грн.	10560,9	10450
Ціна продажу	тис. грн.	12673,1	12540

Економічний ефект від експлуатації модернізованого обладнання у споживача з урахуванням ціни продажу визначається за формулою, грн.:

$$E_{\text{СПОЖ}} = \Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}} - \Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}}$$

де – $\Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}}$, $\Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}}$ – вартість споживання відповідно базового й нового двигуна, грн.

$$E_{\text{СПОЖ}} = 50887 - 48450,2 = 2436,8 \text{ тис. грн.}$$

$$\Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}} = K^{\text{Б}} \times a_1 \times a_2 + B^{\text{Б}}$$

$$\Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Б}} = 16929 \times 1,07 \times 1 + 32773 = 50887 \text{ тис. грн.}$$

$$\Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}} = K^{\text{Н}} + B^{\text{Н}}$$

$$\Pi_{\text{СПОЖ}}^{\text{Н}} = 17109 + 31341,2 = 48450,2 \text{ тис. грн.}$$

де $K^{\text{Б}}$, $K^{\text{Н}}$ – капітальні витрати у споживача, пов'язані із придбанням і використанням нового двигуна, грн.

$$K^{\text{Б}} = B_{\text{Б}} + K_{\text{СБ}}$$

$$K^{\text{Б}} = 14421 + 2508 = 16929 \text{ тис. грн.}$$

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K^H = B_H + K_{CH}$$

$$K^H = 14574 + 2535 = 17109 \text{ тис.грн.}$$

де K_C – супутні капітальні вкладення споживача при використанні нового й базового двигуна, грн./шт.:

$$K_{CB} = B_B \times 0,2$$

$$K_{CB} = 12540 \times 0,2 = 2508 \text{ тис.грн.}$$

$$K_{CH} = B_H \times 0,2$$

$$K_{CH} = 126731 \times 0,2 = 2535 \text{ тис.грн.}$$

$$B_B = C_P^B \times K_{TP}$$

$$B_B = 12540 \times 1,15 = 14421 \text{ тис.грн.}$$

$$B_H = C_P^H \times K_{TP}$$

$$B_H = 126731 \times 1,15 = 14574 \text{ тис.грн.}$$

де C_P – ринкова ціна двигуна, грн.;

K_{TP} – коефіцієнт транспортно-монтажних витрат (приймаємо 1,15).

B^B , B^H – річні експлуатаційні витрати базові та нові, розраховуючи на обсяг робіт, виконуваних за допомогою нової техніки, грн.:

$$B^B = B_B^B \times a_1$$

$$B^B = 30628,8 \times 1,07 = 32773 \text{ тис.грн.}$$

$$B^H = B_B^H \times a_1$$

$$B^H = 29290,8 \times 1,07 = 31341,2 \text{ тис.грн.}$$

де B_B^B , B_B^H – річні поточні (експлуатаційні) витрати споживача при використанні нового й базового двигуна без обліку амортизації на реновацію по самому двигуну, грн./рік:

$$B_B^B = B_{II}^B + B_M^B + B_{3II}^B + B_P^B + A_C^B$$

$$B_B^B = 22453,2 + 45,9 + 62,3 + 1692 + 250,9 = 30628,8 \text{ тис.грн.}$$

$$B_B^H = B_{II}^H + B_M^H + B_{3II}^H + B_P^H + A_C^H$$

$$B_B^H = 23522,4 + 48,1 + 62,3 + 1710,9 + 253,5 = 29290,8 \text{ тис.грн.}$$

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де B_{Π} – витрати на паливо;

B_M – витрати на масло;

$B_{3\Pi}$ – витрати на заробітну плату;

B_p – витрати на ремонт і технічне обслуговування;

A_c – амортизаційні відрахування по супутніх капітальних вкладеннях.

Річні витрати на паливо, грн.:

$$B_{\Pi}^B = N_E^B \times g_{\Pi}^B \times T_3^B \times C_{\Pi}^B \times K_{3\Pi}^B$$

$$B_{\Pi}^B = 840 \cdot 0,225 \cdot 6000 \cdot 22 \cdot 0,9 = 22453,2 \text{ тис.грн}$$

$$B_{\Pi}^H = N_E^H \times g_{\Pi}^H \times T_3^H \times C_{\Pi}^H \times K_{3\Pi}^H$$

$$B_{\Pi}^H = 890 \cdot 0,22 \cdot 6000 \cdot 22 \cdot 0,9 = 23522,4 \text{ тис.грн}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

g_{Π} – питома витрата палива, кг/кВт год;

T_3 – річна зайнятість двигуна, год;

C_{Π} – ціна палива, грн./кг;

$K_{3\Pi}$ – коефіцієнт завантаження по потужності.

Річні витрати на масло, грн.:

$$B_M^B = N_E^B \times g_{\Pi}^B \times g_M^B \times T_3^B \times C_M^B \times K_{3\Pi}^B$$

$$B_M^B = 840 \times 0,225 \times 0,001 \times 6000 \times 45 \times 0,9 = 45,9 \text{ тис.грн.}$$

$$B_M^H = N_E^H \times g_{\Pi}^H \times g_M^H \times T_3^H \times C_M^H \times K_{3\Pi}^H$$

$$B_M^H = 900 \times 0,22 \times 0,001 \times 6000 \times 45 \times 0,9 = 48,1 \text{ тис.грн.}$$

де g_M – витрата масла у відносних частках від витрати палива;

C_M – ціна масла, грн.

Річна заробітна плата персоналу, грн.:

$$B_{3\Pi}^B = B_{3\Pi}^H = C_q \times T_{\phi} \times q_{3\Pi} \times 3$$

$$B_{3\Pi}^B = B_{3\Pi}^H = 30 \times 3706,9 \times 0,28 \times 2 = 62,3 \text{ тис.грн.}$$

де C_q – годинна тарифна ставка основного персоналу з урахуванням доплат і відрахувань на соціальні потреби, грн.;

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

T_{ϕ} – фонд робочого часу робітника за рік, год.

$q_{зп}$ – частка зарплати обслуговуючого персоналу;

$З$ – кількість змін на добу.

Річні витрати на ремонт, грн.:

$$B_p^B = \frac{K^B \times (H_{TP} + H_{KP})}{100}$$

$$B_p^B = \frac{16929 \times 10}{100} = 1692,9 \text{ тис. грн.}$$

$$B_p^H = \frac{K^H \times (H_{TP} + H_{KP})}{100} \times \frac{T_M^B}{T_M^H}$$

$$B_p^H = \frac{17109 \times 10}{100} \times 1 = 1710,9 \text{ тис. грн.}$$

де H_{TP} – норма щорічних відррахувань на поточні ремонти й технічне обслуговування (приймаємо 5%);

H_{KP} – норма щорічних відррахувань на капітальний ремонт двигуна (приймаємо 5%).

Амортизаційні відррахування по супутніх капітальних вкладеннях у споживача, грн.:

$$A_C^B = \frac{K_C^B \times H_{AC}}{100}$$

$$A_C^B = \frac{2508 \times 10}{100} = 250,8 \text{ тис. грн.}$$

$$A_C^H = \frac{K_C^H \times H_{AC}}{100}$$

$$A_C^H = \frac{2535 \times 10}{100} = 253,5 \text{ тис. грн.}$$

де H_{ac} – норма щорічних амортизаційних відррахувань по супутніх капітальних вкладеннях (приймаємо 10%).

Коефіцієнт обліку росту продуктивності модернізованого двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_1 = \frac{B_H}{B_B}$$

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_1 = \frac{4860000}{4536000} = 1,07$$

Річні обсяги робіт, виконуваних при використанні модернізованого та базового двигунів:

$$B_B = N_E^B \times T_3^B \times K_{3П}^B$$

$$B_B = 840 \times 6000 \times 0,9 = 4536000 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

$$B_H = N_E^H \times T_3^H \times K_{3П}^H$$

$$B_H = 900 \times 6000 \times 0,9 = 4860000 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

T_3 – річна зайнятість, год;

$K_{3П}$ – коефіцієнт завантаження по потужності.

Коефіцієнт зміни терміну служби модернізованого двигуна в порівнянні з базовим:

$$a_2 = \frac{P_B + E_H}{P_H + E_H}$$

$$a_2 = \frac{0,05 + 0,15}{0,05 + 0,15} = 1$$

де E_H – коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень;

P_6, P_H – частка відрахувань на повне відновлення базового й модернізованого двигуна:

$$P_6 = \frac{1}{T_C^B}$$

$$P_6 = \frac{1}{20} = 0,05$$

$$P_H = \frac{1}{T_C^H}$$

$$P_H = \frac{1}{20} = 0,05$$

Річна економія експлуатаційних витрат в результаті модернізації двигуна становить:

$$E_E^B = B_B - B_H$$

$$E_E^B = B_B - B_H \quad E_E^B = 32773 - 31341,2 = 1431,8 \text{ тис. грн.}$$

Відносне зниження експлуатаційних витрат становить:

$$E_E^{\%} = \frac{31341,2}{32773} \times 100 - 100 = 4,4\%$$

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО КВАЛІФІКАЦІЙНІЙ РОБОТІ

Розроблена згідно із завданням магістерська робота на тему "Підвищення надійності роботи дизельного двигуна потужністю 890 кВт за рахунок застосування поршня покращеної конструкції. Двигун-прототип 6ЧН26/34" містить в собі конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН26/34 і детальну розробку конструкції поршня. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 6 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 890 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється на промислових виробництвах, де постійно споживаються електрична та теплова енергія і перебоїв з їх постачанням не допускаються. План розміщення в машинній залі устаткування, яке необхідне для забезпечення роботи дизель-генератора, показаний в Додатку Б графічної частини, а в пояснювальній записці виконаний детальний опис обладнання з наведенням їх параметрів. Загальна конструкція дизеля 6ЧН26/34 показана на кресленні Додатку Б графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=890$ кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 потужністю 840 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n=750 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $p_k = 0,255$ МПа, ступеню стиску $\epsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,45$.

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 в додатку Е графічної частини роботи.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Основну увагу в магістерській роботі приділено розробці конструкції поршня, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та юбки поршня, що стало можливим завдяки оптимізації їх конструкції та застосування вкладишів юбки поршня із антифрикційного матеріалу. Ремонтопридатність дизеля 6ЧН26/34 значно підвищена встановленням на тронку поршня вкладишів, які дозволяють легко виконати ремонт поршня при пошкодженнях його в експлуатації. В пояснювальній записці приведений детальний опис та виконане обґрунтування запропонованої конструкції поршня. Складальне креслення поршня показано в додатку В, а в додатках Г, Д розроблені робочі креслення конструкції тронка поршня та вкладиша тронка поршня.

Велику увагу в магістерській роботі приділено розробці 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,

Економічний ефект від застосування дизельного двигуна 6ЧН26/34 із поршнем покращеної конструкції отриманий за рахунок зменшення витрат на дизельне паливо і підвищення його ресурсних показників.

Прийняті технічні рішення по вдосконаленню конструкції поршня запроектованого двигуна дають розрахунковий річний економічний ефект в сумі 1431800 грн/рік.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение,1969.
2. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ,2003.- 328 с.
3. 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.
4. Якович П., Лозбін В., Гащук П. Мікротец як засіб оптимізації систем енергопостачання, Львів, 2000.
5. Корнилов Э.В., Э.И.Голофастов. Главные среднеоборотные дизели морских судов. (Конструкция, эксплуатация). Учебное пособие. – Одесса: -296с.:ил.
6. Дизели. Справочник под ред.В.А.Ваншейдта. -Л.: Машиностроение, 1977.
7. Орлин А.С., Вырубов Д.Н. и др. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов специальности «Двигатели внутреннего сгорания» для вузов. «Машиностроение» М., 1972
8. Іодловський В.І., Доценко С,М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Первомайськ, ППІ, 2000.
9. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
10. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин/ За ред проф. Марченко А.П. та засл. Діяча науки України проф. Шеховцова А.Ф. –Харків. Прапор, 2004 – 384с.

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Самсонов В.Н., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. «Транспорт». М., 1990г.
12. Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни „Конструкція та динаміка ДВЗ”. Коваленко І.М.
13. Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 150-літтю від дня народження Некрасова Івана Степановича. Сучасний стан та проблеми двигунобудування. Національний університет кораблебудування (Миколаїв, 26 – 27 листопада 2020р). Вплив початкових параметрів на вихідні показники штовхача для кулачка отриманого за методикою «Полідайн»
Пліш О.В., Пашковський В.В., Гнилозуб Р.І.- магістранти Первомайської філії НУК імені адмірала Макарова, Швець І.А., науковий керівник – старший викладач кафедри «Енергетичне машинобудування»

					ПФ НУК 131.61.20.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		