МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально - науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
_____
«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему*:* Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 880 кВт. Прототип – 6ЧН 26/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ ***Бесараб А.С.***
(підпис)

Керівник роботи:

_____*ст. викладач*_____
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Грабовенко О. І.***
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
_____
(підпис)
«___»_____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Бесарабу Андрію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 880 кВт. Прототип – 6ЧН 26/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 26/34, номінальною потужністю 880 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН26/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції шатуна

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизель 6ЧН26/34 (СК). 2. Шатун (СК), 3. Стержень шатуна (РК),

4. ШПГ серійної та вдосконаленої конструкції (СК), 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування шатуна	05.04.2022	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення двигуна	18.04.2022	
7.	Розробка складального креслення шатуна	26.04.2022	
8.	Розробка робочого креслення стержня шатуна	10.05.2022	
9.	Розробка плаката ШПГ серійної та вдосконаленої конструкції	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Бесараб А.С.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Annotation

The task of qualification work is to develop an improved design of a 4-tact diesel engine with a capacity of 880 kW. The baseline was selected by a diesel engine with a substrate 6 x 26/34, whose design is well worked out and it works securely in operation, but its power and dimensions (p = 840 kW in n = 750xv-1) do not always meet the needs of consumers. Therefore, a technical solution for increasing the power of diesel 6 KN26 / 34 to 880 kW, decrease in operating costs and mass-dimensional indicators of this engine due to an increase in the pressure of the surface air, improving the design of the connecting air, is proposed.

In the first section, a detailed description and features of the design of the diesel 6 KHN26 / 34 are given. The cross-section of diesel 6HN26 / 34 is shown on a letter of application 1 graphic part of the work.

In the second section, the calculations of the diesel engine operating cycle are executed, the indicator diagram and the power diagrams operating in the engine KSHM, which are shown on the letter of the application 5 graphical part of the work.

In the third section of the work, the necessary calculations are made for designing the connecting rod with an irreversible valve in order to increase the power of the diesel engine and improving its technical and economic indicators: an increase in the motor resource indicators, reducing the specific fuel consumption. The design of the tutton, equipped with an irreversible valve, shown in the assembly drawing. Also developed working drawing of the rod of the rod. Design developments on the connectors are presented in the letters of applications of 2,3,4 qualification work.

In the fourth section, labor protection and environmental protection are developed.

Keywords: diesel engine, workflow, indicator diagram, dynamics diagrams, tutton, rod of connecting rod, labor protection.

Анотація

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка покращеної конструкції шатуна 4-тактного дизельного двигуна потужністю 880 кВт. За базовий двигун був обраний дизельний двигун з наддувом 6ЧН26/34, конструкція якого добре відпрацьована і він надійно працює в експлуатації, але його потужність і габарити (Р = 840 кВт при n = 750хв$^{-1}$) не завжди відповідають потребам споживачів. Тому в роботі пропонується технічне рішення по підвищенню потужності дизеля 6ЧН26/34 до 880 кВт, зменшенню експлуатаційних витрат і масово-габаритних показників цього двигуна за рахунок збільшення тиску наддувочного повітря, покращення конструкції шатуна.

В першому розділі приведений детальний опис та особливості конструкції дизеля 6ЧН26/34. Поперечний переріз дизеля 6ЧН26/34 показані на листі Додатку 1 графічної частини роботи.

В другому розділі роботи виконані розрахунки робочого циклу дизельного двигуна, побудована індикаторна діаграма і діаграми сил, що діють в КШМ двигуна, які показані на листі Додатку 5 графічної частини роботи.

В третьому розділі роботи виконані необхідні розрахунки для проектування шатуна з незворотним клапаном з метою збільшення потужності дизель - генератора і покращення його техніко-економічних показників: збільшення ресурсних показників двигуна, зменшення питомої витрати палива. Конструкція шатуна, обладнаного незворотнім клапаном, показана на складальному кресленні. Також розроблене робоче креслення стержня шатуна . Конструкторські розробки по шатуну представлені на листах Додатків 2,3,4 кваліфікаційної роботи.

В четвертому розділі розроблені заходи по охороні праці та захисту навколишнього середовища.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, шатун, стержень шатуна, охорона праці.

ЗМІСТ

стор.

ВСТУП…… 5

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34 …….. 7

РОЗДІЛ 2.РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1Вимоги дозапроектованого двигуна та вибір основних параметрів циклу 14
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна..…… 18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми…… 26
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ЧН26/34……. 30
2.3 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН26/34……. 31
2.4 Розрахунок теплового балансу……. 35

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА

3.1 Аналіз конструкцій шатунів двигунів внутрішнього згоряння…..…… 41
3.2 Пропозиції по вдосконаленню конструкції шатуна……..……. 46
3.3 Розрахунок на міцність шатуна двигуна 6ЧН26/34……. ….. 52

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці……. 60
4.2 Захист навколишнього середовища……... 65

ВИСНОВКИ …… 67

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ…….69

					ПННІ НУК 142.44.22.03 ПЗ		
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата			
Розробив		Бесараб			Пояснювальна записка	Літера	Лист / Листів
Перевірив		Грабовенко				н	3 / 75
							44-ЕМ-20
Н. контр		Грабовенко					
Затвердив		Нестеренко					

ДОДАТКИ

Додаток 1 Дизель 6ЧН26/34 (Поперечний переріз), А1……... 71

Додаток 2 Шатун СК, А1…… 72

Додаток 3 Стержень шатуна,РК, А1…… 73

Додаток 4 ШПГ серійної та вдосконаленої конструкції, СК, А1 ……. 74

Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1……75

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Тому перед розробниками та виробниками ДВЗ стоїть задача вдосконалення їх конструкції стосовно їх призначення.

Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу завдяки чому поршневий ДВЗ є найбільш економічною енергетичною установкою в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкцій ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ. Так, що в перспективі в недалекому майбутньому, по існуючим оцінкам очікується дефіцит рідкого моторного палива.

В кваліфікаційнійній роботі розглянуто можливість встановлення модернізованого чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 26/34 потужністю 880 кВт в якості приводного двигуна в дизель-генераторі стаціонарної електростанції

Модернізований двигун має більшу потужність ніж базовий. Застосування модернізованого двигуна дозволить зменшити кількість дизель-генераторів в машинній залі електростанції, що вивільнить місце для встановлення в машинному відділені додаткового обладнання.

Основна задача при модернізації двигуна – внесення найменшої кількості

змін порівняно з базовим двигуном. Це здешевить модернізацію і значно прискорить виготовлення двигуна. Також можна буде використовувати те саме технологічне обладнання при виробництві деталей двигуна, що і для виготовлення деталей двигуна – прототипу. Використання шатуна покращеної конструкції істотно покращить надійність роботи шатунно-поршневої групи та втулки циліндру та зменшить затрати на технічне обслуговування двигуна.

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34

Двигун 6ЧН26/34 входить в склад дизель-генератор ДГ2А800/750, який призначений для використання на стаціонарних електростанціях та суднах необмеженого району плавання в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботі між собою чи з промисловою мережею.

Дизель–генератор складається з дизеля 6ЧН26/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СБГ-800-750 ОМ4, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкцій. В рамі передбачена масляна ванна для зборки мастила.

Номінальна потужність дизель-генератора 840 кВт, номінальна частота обертання 750 $хв^{-1}$, питома витрата палива 245 г/кВт·год.

Дизель 6ЧН 26/34 повністю закапотований. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхні повздовжні площині блока.

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є рідке паливо нафтового походження - легке дизельне пальне з кінематичною густиною при 20^0С 3,5 Сст.

Опис головних складових частин двигуна.

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, насоси: водяні, масляний, паливопідкачний. Привід всіх насосів здійснений від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований електронний цифровий регулятор частоти обертання, щит приладів.

Тракти впускного і випускного колекторів розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує обслуговування, внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правого боку дизеля використана як наддувочний ресивер.

Дизель повністю закапотований, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

Паливні насоси високого тиску встановлені на верхній площині блоку. Демонтаж розподільного валу передбачений на сторону, без розбирання інших вузлів.

У нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для зливу конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Для дизеля прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою охолодження. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень – складеної конструкції, охолоджуваний маслом, головка поршня відокремлена, сталева, тронк поршня – чавунний.

Блок-картер. Блок-картер – коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок-картеру кріпиться корпус приводу. Блок-картер і кришка при виготовленні обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується.

Усередині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінчастого валу до розподільного валу. Закриття і ущільнення служать для запобігання витокам масла по колінчастому валу з блок – картера. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок-картеру кріпиться кожух передній, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навісять на газодизель. У верхній частині блок-картер розміщені втулки циліндрів. У просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча вода. У верхню полицю блок-картера укручені шпильки кріплення кришок циліндрів. Порожнина розподільного валу закрита закриттям розподільного валу. Конструкція блок-картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу. Кришки закривають технологічні порожнини. Колінчастий вал підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелей семи опорних підшипників і одного бугеля наполегливого підшипника. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок-картера. Для доступу до шатунних і корінних підшипників в нижній частині блок-картера з обох боків передбачені

люки, закриті щитами картера. На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для оберігання газодизеля від руйнування при вибуху масляної пари в картері. Нагнітальна повітряна порожнина утворена стінками блок-картера. Перехідник служить для підведення повітря з повітряної порожнини в кришку циліндра.

Рама дизель-генератора – зварної конструкції, призначена для монтажу на ній дизеля, генератора і інших допоміжних агрегатів. У нижній частині рами вбудована масляна ванна. Для зливу масла з ванни і заповнення служать фланці. Для забору масла з ванни є труба з фланцем з огорожним фільтром і фланець для забору масла електронасосним агрегатом. Щуп служить для визначення рівня масла в масляній ванні. Люки, що закриваються кришкою служать для очищення масляної ванни від відкладень. Отвори, що є на рамі, з боку основного відбору потужності призначені для установки кронштейна для знімання статора генератора. Регуліровочними гвинтами і проставочними шайбами усувається зазор між рамою і сталевою смугою кріплення.

Корінний підшипник складається з двох сталеалюмінієвих вкладишів, що укладаються в ліжко, утворюване блок-картером і бугелем. Від осьового зсуву і провертання при монтажі вкладиші утримуються виконаними на них вусами.

Підведення масла здійснюється від розподільної труби по каналах в блок-картері. Масло по сегментній виточці в блок-картері потрапляє через отвори безпосередньо до корінної шийки колінчастого валу, потім по каналах колінчастого валу до шатунного підшипника і далі по шатуну до головного підшипника і на охолоджування головки поршня, після чого масло зливається в раму. Щільне прилягання вкладишів до ліжок в обжатому стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля.

Втулка циліндру складеної конструкції складається з гільзи і сорочки охолодження. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолоджування гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картеру чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками з гайками. Охолоджування гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід на сорочці, звідки прямує в порожнину охолоджування втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолоджування втулки в кришку циліндра відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза у верхній частині має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води, а, отже, рівномірне інтенсивне охолоджування. Посадка гільзи в сорочці підібрана такій, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині між гільзою і сорочкою поставлені кільця ущільнювачів, що служать для запобігання підтіканню води з охолоджуючої порожнини. Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки встановлене кільце ущільнювача. Кільце перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі» порожнини блоку. У нижній частині втулки є дві прорізки, в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування.

Кришка циліндра – чотирьох клапанна з виводом газових каналів на одну сторону, центрально розташованою форсункою. Однойменні клапани розташовані послідовно. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Організоване охолоджування забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливопроводи високого тиску і охолоджування форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легкоз'ємної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів. Поверхня кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра.

Колінчастий вал – сталевий цільнокований, має вісім корінних і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° по відношенню один до одного так, що перший і шостий, другий і п'ятий, третій і четвертий попарно мають однаковий напрям.

Всі шийки валу – порожнисті. Масло з канавок корінних підшипників поступає до шатунним підшипників по каналах, що сполучають корінні шийки з шатунними, минувши внутрішні порожнини шийок. На передньому кінці колінчастого валу встановлений маховик переднього торця і шестерня приводу насосів, що навісять, а також вал ротора і ротор для забезпечення роботи тахометра. Шестерня – демпфіруюча, пружним елементом якої є шість пружин. На задньому кінці валу на фланець насаджена шестерня колінчастого валу, призначена для приводу розподільного валу. Шестерня кріпиться до фланця колінчастого валу за допомогою шпонки і притиску.

Шатун.

Шатун виготовлений з легованої сталі. Стрижень шатуна має в центрі канал, а в нижній головці два канали, по яких масло з шатунного підшипника поступає в

головний підшипник.

У розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло з каналу поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки до отворів в пальці і далі в поршень. У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталеалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвору, через які масло поступає з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, в отвори головки шатуна і потім в канал. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна 4-мя шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтами. Затягування гайок шатунних болтів виробляти рівномірно в два прийоми в перехресному порядку на 100° кожен після попереднього обжимання моментом 240±10 Нм і стопорити дротом. Перед затягуванням змазати різьблення і площину зіткнення гайки з шатуном мастилом на основі дисульфіду молібдену.

Н а обох торцях шатунного болта є пази. Відстань між ними, заміряне з точністю до 0,01 мм і нанесене на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації газодизеля. Залишкове подовження болта не повинне перевищувати 0,60 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити.

Механізм газорозподілу.

Механізм газорозподілу призначений для управління впусканням свіжого заряду повітря в циліндри дизеля і випуском відпрацьованих газів з них відповідно до встановлених фаз. У механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід випускних і впускних клапанів, і привід паливних насосів.

Розподільний вал.

Розподільний вал – сталевий, цільний, змонтований на семи підшипниках, розташованих в ніші під горизонтальною полицею блок-картера.

На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві з цементованою робочою поверхнею, випускних газові кулаки впускань і паливні кулаки.

Від осьового зсуву всі кулаки стопоряться болтами. Кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності залежно від порядку роботи циліндрів. Фази газорозподілу для одного циліндра показані на діаграмі.

На конічний кінець валу на шпонці насаджена маточина, на якій кріпляться шестерні розподільного валу. Маточина кріпиться від осьового зсуву гайкою і фіксується в кожусі приводу двома наполегливими підшипниками.

Привід клапанів.

Привід впускних і випускних клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел. Стакан штовхача встановлений в отвір горизонтальної полиці блок – картера на прокладці і кріпиться до нього шпильками з гайками. У стакані штовхача рухається штовхач з віссю, на якій обертається ролик з плаваючою бронзовою втулкою. У штовхачі є цементована сферична поверхня, на яку опирається нижній кінець штанги. Верхній кінець штанги упирається в регулювальний гвинт коромисла, яким регулюється тепловий зазор приводу клапанів.

Штанга вставлена в кожух, який ущільнений гумовими кільцями і притискним фланцем. При роботі дизеля ролик штовхача, під дією робочого профілю кулачкових шайб разом з штовхачем скоює поворотно-поступальну ходу. Штовхач, у свою чергу, впливає на штангу і через регулювальний гвинт – на коромисло. Коромисло провертається навколо осі і через траверсу відкриває випускні (впускні) клапани. Закриття клапанів і поворотний рух механізму приводу відбувається під дією пружин.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

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 захаращений 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.

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 880 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, $B_г$	кг/год	189
Питома витрата мастила, $g_м$	г/кВтгод	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 проектованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може 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:

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^oC$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12…18$ 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 $\alpha = 1,6$ ….3,0 і залежить від режиму роботи дизеля.

– тиск наддуву для дизельних двигунів сягає 0,3…0,4 МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає 18…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 $\alpha_{пер}$=140…150° дорівнює 1,1…1,15

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5…20°C$ [10]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10°C$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70…0,80$ і $\xi_b = 0,84…0,90$. [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500…750 хв^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати λ= 1,35…2,0. [6]

- 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°С [10]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах T_r = 600….900 К. В розрахунку прийнято T_r= 750 К. [6].

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

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

Для розрахунку робочого циклу приймаю n_k = 1,6.

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	P_e = 880 кВт
Частота обертання колінчастого валу	n = 750 хв$^{-1}$
Ступінь стиску	ε = 12,5
Число циліндрів	i = 6
Коефіцієнт тактності	z = 4
Тиск наддуву	P_b =0,25 МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	α = 2,25
Тиск навколишнього середовища	P_a = 0,101
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	n_k = 1,6
Температура навколишнього середовища	T_a = 293 К
Підігрів свіжого заряду	ΔT = 10 К
Тиск залишкових газів	$P_г$ = 0,24 МПа
Температура залишкових газів	$T_г$ = 750 К
Ступінь підвищення тиску	λ = 1,6
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	ξ_z = 0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	ξ = 0,95

Паливо:

Пальне – дизельне пальне

Середній елементарний склад палива

C = 0,87 H= 0,126 O = 0 S = 0

Нижча теплота згорання палива

Q_H = 34013C + 125600H - 10900(0 - S) = 340130,87 + 1256000,126 - 10900(0 - 0) = 41743 кДж/кг

Q_H = 41743 кДж/кг

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21}\times\left(\frac{C}{12}+\frac{H}{4}-\frac{O}{32}\right)=\frac{1}{0,21}\times\left(\frac{0,87}{12}+\frac{0,126}{4}-\frac{0}{32}\right)=0,4946$$

= 0,4946 кмоль

$l_0 = 28{,}95L_0 = 28{,}950{,}4946 = 14{,}32$ $l_0 = 14{,}32$ кг/кг

Кількість свіжого заряду повітря

$M_1 = \alpha \times L_0, ^{кмоль}/_{кг} =$ 2,25 х 0,4946 = 1,1129 $M_1 = 1{,}1129$ кмоль/кг

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{CO2} = C/12$ $M_{CO2} = 0{,}0725$ кмоль/кг

водяної пари H_2O:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, ^{кмоль}/_{кг}$$ $M_{HO2} = 0{,}063$ кмоль/кг

кисню O_2:

$$M_{O_2} = 0{,}21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0{,}21 \cdot (2{,}25 - 1) \cdot 0{,}4946 = 0{,}1298 \ кмоль$$

$M_{O2} = 0{,}1298$ кмоль/кг

азоту $M_{N_2} = 0{,}79 \times \alpha \times L_0, ^{кмоль}/_{кг}$ N_2: = 0,79х2,25х0,4946 = 0,8792 *кмоль*

$M_{N2} = 0{,}8792$ кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2}, ^{кмоль}/_{кг} = 0{,}0725+0{,}1298+0{,}8792 = 1{,}1446$

$M_2 = 1{,}1446$ кмоль/кг

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_в = T_a \times \left(\frac{P_в}{P_a}\right)^{\frac{n_к - 1}{n_к}}, K = 293 \times \left(\frac{0{,}25}{0{,}101}\right)^{\frac{1{,}6 - 1}{1{,}6}} = 411{,}6K$$ $T_в = 411{,}6$ К

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_в = (0.9 - 0.95) \times 0{,}25 = 0{,}238$$ $P_d = 0{,}238$ МПА

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_в - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d -} = \frac{411{,}16 - 100 + 10}{750} \times \frac{0{,}24}{12{,}5 \times 0{,}238 - 0{,}24} = 00{,}38 \quad \gamma_r = 0{,}038$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120^0)$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 100$ К

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_в - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1+\gamma_r}, K = \frac{411{,}6 - 100 + 10 + 0{,}038 \times 750}{1+0{,}038} = 337{,}2K$$

$T_d = 337{,}2$ К

,

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_в} \times \frac{T_в - \Delta T_1}{T_d(1+\gamma_r)} = \frac{12{,}5}{12{,}5-1} \times \frac{0{,}238}{0{,}25} \times \frac{411{,}6 - 100}{337{,}2(1+0{,}038)} = 0{,}920$$

$\varphi_н = 0{,}920$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_п = \frac{P_в \times 10^6}{R_П \times (T_в - \Delta T_1)}, кг/м^3 = \frac{0{,}25 \times 10^6}{0{,}24 \times (411{,}6 - 100)} = 2{,}80 кг/м^3$$

$\rho_п = 2{,}80$ кг/м^3

Універсальна газова постійна для повітря $R_п = 287$ Дж/(кг · К)

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску n1 =1,4 - 15/n при n = 350…… .750 хв-1

$n_1 = 1{,}38$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, МПа = 0{,}238 \times 12{,}5^{1{,}38} = 7{,}75 МПа$$

$p_c = 7{,}75$ МПа

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, K = 337{,}2 \times 12{,}5^{1{,}38-1} = 880{,}4K$$

$T_c = 880{,}4$ К

Середня мольна теплоємкість повітря.

$$mC\ v' = 19{,}88 + 0{,}002638 \times T_C, кДж/(Кмоль \times К) =$$

$$= 19{,}88 + 0{,}002638 \times 880{,}4 кДж/(Кмоль \times К) = 22{,}20 кДж$$

$mCv' = 22{,}20$ кДж/(кмоль)

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1{,}1446}{1{,}1129} = 1{,}028$$

$\beta_0 = 1{,}028$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1+\gamma_r} = \frac{1{,}028 + 0{,}038}{1+0{,}038}$$

$\beta = 1{,}027$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємкостей окремих газів при сталому об'ємі:

для O_2: $mCv''_{o2} = 23,3 + 0,00155T_Z$

для N_2: $mCv''_{N2} = 21,554 + 0,001457T_Z$

для CO_2: $mCv''_{co2} = 38,609 + 0,003349T_Z$

для H_2O: $mCv''_{H2O} = 25,459 + 0,004438T_Z$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC\ v'' = \frac{1}{M_2}\left[\begin{matrix} M_{CO2}\times(mC\ v''_{CO2}) + M_{H2O}\times(mC\ v''_{H2O}) + \\ + M_{O2}\times(mC\ v''_{O2}) + M_{N2}\times(mC\ v''_{N2}) \end{matrix}\right], КДж/(ККмол\ \times К) =$$

$$= \frac{1}{1,1446}\left[\begin{matrix} 0,0725\times(38,609+0,003349) + 0,063\times(25,459+0,004438) + \\ + 0,1298\times(23,3+0,00155) + 0,8792\times(21,554+0,001457) \end{matrix}\right] КДж/(ККмол\ \times К)$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC\ v'' = a + в\ \times T_Z = 23,047 + 0,0018\ \times T_Z$$

де: а = 23,047 кДж/моль

в = 0,0018

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, кДж/(Кмоль\times К) = 23,0488xT + 8,134, кДж/(Кмоль\times К)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC\ ''p = a + в\ \times T_Z, КДж/(Кмоль\ \times К) = 31,361 + 0,0018\ \times T_Z, КДж/(Кмоль\ \times К)$$

де: а = 31,361 кДж/кмоль х К

в = 0,0018

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{max} = \lambda\times P_c, МПа\ = 1,6\times 7,75 = 12,40 МПа$$ p_{max}= 12,40 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 = 61726,8

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times}}{2 \times A} = \frac{-32{,}22 + \sqrt{32{,}22^2 + 4 \times 0{,}0018 \times 61726{,}8}}{2 \times 0{,}0018} = 1745{,}6K$$

$T_Z = 1745{,}6$ К

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c} = \frac{1{,}027 \times T_Z}{1{,}6 \times 880{,}4} = 1{,}27 \qquad \rho = 1{,}27$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12{,}5}{1{,}27} = 9{,}82 \qquad \delta = 9{,}82$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1{,}18 + \frac{50}{n} = 1{,}18 + \frac{50}{750} = 1{,}25 \qquad n_2 = 1{,}25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_в = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, МПа = \frac{12{,}40}{9{,}82^{1{,}25}} = 0{,}72 МПа \qquad p_в = 0{,}72 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_в = \frac{T_Z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{1745{,}6}{9{,}82^{1{,}25-1}} = 994 \qquad T_в = 994 \text{ К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$\frac{7{,}75}{12{,}5 - 1} \times \left[1{,}6 \times (1{,}27 - 1) + \frac{1{,}6 \times 1{,}27}{1{,}25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9{,}82^{1{,}25-1}} \right) - \frac{1}{1{,}38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12{,}5^{1{,}38-1}} \right) \right] = 1{,}598 МПа$$

$p'_{mi} = 1{,}598$ МПа

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, МПа \quad = 0{,}95 \times 1{,}598 = 1{,}518 МПа$$

$p_{mi} = 1{,}518$ МПа

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_в \times \varphi_н \times 10^{-3}} = \frac{1{,}518 \times 0{,}4946 \times 2{,}25}{41743 \times 0{,}72 \times 0{,}920 \times 10^{-3}} = 0{,}46 \qquad \eta_i = 0{,}46$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$в_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, кг/(квт.год.) \quad = \frac{3600}{41743 \times 0{,}46} = 0{,}189 кг/(квт.год.)$$

$b_i = 0{,}189$ кг/кВт.год

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$S_{пр} = 0{,}34$ м

Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} \quad = \frac{0{,}34 \times 750}{30} = 8{,}50$$

$V_{П.СР.} = 8{,}50$ м/с

Середній тиск механічних втрат.

$$p_М = 0{,}089 + 0{,}0148 \times V_{П.СР}, МПа = 0{,}089 + 0{,}0148 \times 8{,}50 = 0{,}215$$

$p_м = 0{,}215$ МПа

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, МПа = 1{,}518 - 0{,}215 = 1{,}303 МПа$$

$p_{me} = 1{,}303$ МПа

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} \quad = \frac{1{,}303}{1{,}598} = 0{,}86$$

$\eta_M = 0{,}86$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M \quad = 0{,}46 \times 0{,}85 = 0{,}39$$

$\eta_e = 0{,}39$

Питома ефективна витрата палива.

$$в_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, кг/(квт.\ год) = \frac{3600}{41743 \times 0{,}39} = 0{,}220 кг/(квт.\ год)$$

b_e = 0,220 кг/кВт год

Годинна витрата палива.

$$B = в_e \times P_e, кг/год = 0{,}220 \times 880 = 194{,}0 кг/год$$

B = 194,0 кг/год

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{St} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, Л = 30 \times 4 \times \frac{880}{1{,}303 \times 750} = 108{,}0 Л$$

V_{st}= 108,0 л

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, Л = \frac{108{,}0}{6} = 18{,}0 Л$$

V_s= 18,0 л

Діаметр циліндру двигуна – прототипа $D_{пр}$ = 260 мм

Хід поршня двигуна – прототипа $S_{пр}$ = 340 мм

Відношення m = Sпр/Dпр m = 1,31

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, мм = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 18{,}0}{3{,}14 \times 1{,}31}} = 259{,}5 мм$$

D = 259,5 мм

Хід поршня. $S = m \times D = 1{,}31 \times 259{,}5 = 339{,}4$ S = 339,4 мм

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра D = 260 мм

Хід поршня S = 340 мм

Літраж двигуна. $V_{St} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = 108{,}3$ V_{st}= 108,3 л

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z}, KBm \quad = \frac{1{,}303 \times 108{,}3 \times 750}{30 \times 4} = 881{,}8 KBm$$

$P_{ер}$ = 881,8 кВт

Середня потужність двигуна

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} \quad = \frac{881{,}8 + 880}{2} = 880{,}9$$

$P_{еср}$= 880,9 кВт

Отримана величина $P_{ер}$ відрізняється від заданої

на: $\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ecp}} \times 100\% = \frac{881{,}8 - 880}{880{,}9} \times 100\% = 0{,}2$ ΔP_e = 0,2%

Розбіжність заданної 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 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	1,547
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,81
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,5
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,28
8.Ступінь послідуючого розширення	δ	-	9,76
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c/(V/V_c)^{n}_1, \text{ МПа} \quad (1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max}\rho^{n}_2/(V/V_c)^{n2} = 12,51,28^{1,25}/(V/V_c)^{n2} = 17,02/(V/V_c)^{n2}, \text{ МПа} \quad (2)$$

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

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/Vc	$p_{ст}$, МПА	$p_{ст}$, мм	$p_{роз}$, МПа	$p_{роз}$, мм
1	7,81	156,2	12,5	250
1,27	5,33	106,6	12,65	250
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 будуємо із врахуванням її характерних точок:

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

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^o$ ПКВ.

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r'- точка початку відкриття впускного клапану.

r''- точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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 АВ = 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 $p_c = 7,81$МПа
8. Максимальний тиск $p_{max} = 12,5$ 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-cosφ)+0,25λ(1-cos2φ)	Відстань від ВМТ до точки X(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 $p_c' = 1,2p_c = 1,27,81 = 9,45$ МПа; $p_c'/m_p = 9,45/0,05 = 189$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{max} = 12,5$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 12,5/0,05 = 250$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_l/2 = 1700,236/2 = 20,06$ мм.

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/230 = 1,478$ мм/мм.

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1=OO_1/m_s = 20,06/1,478= 14,1$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 5. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

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 проектованого

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ЧН26/34 (двигун-прототип)	6ЧН26/34
Номінальна ефективна потужність, P_e, кВт	840	880
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	0,252
Паливо, що споживається для роботи дизеля	дизельне пальне	дизельне пальне
Нижча теплота згоряння палива Q_H, кДж/кг	42500	42424
Максимальна температура циклу, T_z, К	1820	1761
Максимальний тиск згоряння, p_{max}, МПа	11,5	12,5
Середній індикаторний тиск, p_i, МПа	1,44	1,547
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,43	0,45
Питома індикаторна витрата палива, g_i, кг/(кВтгод)	0,185	0,188
Механічний ККД двигуна, $\eta_м$	0,85	0,86
Ефективний ККД циклу, η_e	0,37	0,39
Середній ефективний тиск, p_{me}, МПа	1,24	1,359
Питома витрата палива, g_e, кВт/год	0,225	0,217

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельного двигуна – прототипу та запроектованого двигуна 6ЧН26/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроектованого дизеля 6ЧН26/34 до 880 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,21 МПа до 0,252 МПа. Зважаючи на більш високі параметри робочого циклу у запроектованого двигуна (p_{max} і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива g_e= 0,217 кг/кВтгод нижча ніж у дизеля – прототипу g_e =0,225 кг/кВтгод.

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

$F_г = p_ц \cdot \pi \cdot D^2/4$, Н

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ , що рухаються зворотньо- поступально

$F = - m_s R\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$, 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

$F_d = F_г + F_и$, Н

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

$F_N = F_d$ tq β, Н

де β- кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

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

а) діаметр поршня D = 0,26м

б) частота обертання колінчастого валу $n = 750$ хв$^{-1}$

в) ордината прийнята для p_{max} $h_{max} = 250$ мм

г) максимальний тиск згоряння $p_{max} = 12,5$ МПа

д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$

э) маштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05$ МПа/мм

ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально $m_s = 80,6$ кг

з) радіус кривошипу R = 0,17м

к) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^{\circ}$

л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n/30 = 3,14750/30 = 78,5$ с$^{-1}$.

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 5 графічної частини роботи.

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність: P_e = 880 кВт

частота обертання колінвалу: n = 750хв$^{-1}$

діаметр циліндру: D = 260 мм

хід поршня: S = 340 мм

число циліндрів: i = 6

коефіцієнт тактності: Z = 4

нижча теплота згорання дизельного палива: $Q_{\text{Н}}$ = 41743 кДж/кг

годинна витрата пального: $B_{\text{г}}$ = 194,00 кг/год

індикаторний к.к.д.: η_i = 0,46

ефективний к.к.д. : η_e = 0,40

кількість свіжого заряду M_1 = 1,113 кмоль/кг

загальна кількість продуктів згорання $M_{\text{г}}$ = 1,145 кмоль/кг

температура залишкових газів $T_{.\text{г.}}$ = 750 К

температура на початку стиску T_{d} = 339,9 К

коефіцієнт надлишку повітря α = 2,25

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_e + Q_B + Q_Г + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e- теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$- теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$- теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_м$- теплота, яка відводиться маслом;

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

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

φ^{o}	$P_ц$	$F_г$	$F_и$	F_d	F_N	F_r	F_k	$F_г$	$F_и$	F_d	F_N	F_r	F_k
пкв	мм	кн	кн	кн	кн	кн	кн	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	5,0	13,27	-104,4	-91,1	0,00	-91,1	0,00	5,0	-39,3	-34,3	0,0	-34,3	0,0
15	5,0	13,27	-98,82	-85,5	-5,24	-81,3	-27,20	5,0	-37,2	-32,2	-2,0	-30,6	-10,3
30	5,0	13,27	-83,09	-69,82	-8,30	-56,32	-42,10	5,0	-31,3	-26,3	-3,1	-21,2	-15,9
45	5,0	13,27	-59,70	-46,44	-7,86	-27,28	-38,39	5,0	-22,5	-17,5	-3,0	-10,3	-14,5
60	5,0	13,27	-32,25	-18,99	-3,96	-6,06	-18,43	5,0	-12,2	-7,2	-1,5	-2,3	-6,9
75	5,0	13,27	-4,60	8,67	2,03	0,28	8,90	5,0	-1,7	3,3	0,8	0,1	3,4
90	5,0	13,27	19,93	33,19	8,06	-8,06	33,19	5,0	7,5	12,5	3,0	-3,0	12,5
105	5,0	13,27	39,11	52,38	12,26	-25,40	47,42	5,0	14,7	19,7	4,6	-9,6	17,9
120	5,0	13,27	52,18	65,45	13,66	-44,56	49,85	5,0	19,7	24,7	5,2	-16,8	18,8
135	5,0	13,27	59,70	72,97	12,35	-60,33	42,87	5,0	22,5	27,5	4,7	-22,7	16,2
150	5,0	13,27	63,16	76,43	9,08	-70,73	30,35	5,0	23,8	28,8	3,4	-26,7	11,4
165	5,0	13,27	64,30	77,57	4,75	-76,15	15,49	5,0	24,2	29,2	1,8	-28,7	5,8
180	5,0	13,27	64,51	77,77	0,00	-77,77	0,00	5,0	24,3	29,3	0,0	-29,3	0,0
195	5,1	13,53	64,30	77,83	-4,76	-76,41	-15,54	5,1	24,2	29,3	-1,8	-28,8	-5,9
210	5,4	14,33	63,16	77,49	-9,21	-71,71	-30,77	5,4	23,8	29,2	-3,5	-27,0	-11,6
225	5,9	15,65	59,70	75,36	-12,75	-62,31	-44,27	5,9	22,5	28,4	-4,8	-23,5	-16,7
240	6,8	18,04	52,18	70,22	-14,66	-47,81	-53,48	6,8	19,7	26,5	-5,5	-18,0	-20,2
255	8,0	21,23	39,11	60,34	-14,13	-29,26	-54,62	8,0	14,7	22,7	-5,3	-11,0	-20,6
270	10,2	27,06	19,93	46,99	-11,41	-11,41	-46,99	10,2	7,5	17,7	-4,3	-4,3	-17,7
285	13,9	36,88	-4,60	32,28	-7,56	1,05	-33,14	13,9	-1,7	12,2	-2,8	0,4	-12,5
300	20,8	55,19	-32,25	22,93	-4,79	7,32	-22,26	20,8	-12,2	8,6	-1,8	2,8	-8,4
315	34,5	91,54	-59,70	31,83	-5,39	18,70	-26,32	34,5	-22,5	12,0	-2,0	7,0	-9,9
330	62,6	166,1	-83,1	83,01	-9,86	66,96	-50,05	62,6	-31,3	31,3	-3,7	25,2	-18,9
345	118,5	314,4	-98,8	215,6	-13,19	204,8	-68,55	####	-37,2	81,3	-5,0	77,2	-25,8
360	186,0	493,5	-104,4	389,2	0,00	389,2	0,00	####	-39,3	146,7	0,0	146,7	0,0
375	246,5	654,0	-98,8	555,2	33,98	527,5	176,5	####	-37,2	209,3	12,8	198,8	66,5
390	151,9	403,0	-83,1	319,9	38,02	258,1	192,9	####	-31,3	120,6	14,3	97,3	72,7
405	87,1	231,1	-59,70	171,4	29,01	100,68	141,7	87,1	-22,5	64,6	10,9	37,9	53,4
420	54,8	145,4	-32,25	113,1	23,62	36,11	109,8	54,8	-12,2	42,6	8,9	13,6	41,4
435	37,8	100,3	-4,60	95,70	22,41	3,13	98,2	37,8	-1,7	36,1	8,4	1,2	37,0
450	28,4	75,35	19,93	95,28	23,14	-23,14	95,3	28,4	7,5	35,9	8,7	-8,7	35,9
465	22,8	60,50	39,11	99,6	23,32	-48,31	90,2	22,8	14,7	37,5	8,8	-18,2	34,0
480	19,4	51,47	52,18	103,7	21,64	-70,57	78,95	19,4	19,7	39,1	8,2	-26,6	29,8

продовження таблиці 2.6

495	16,6	44,04	59,70	103,7	17,56	-85,78	60,95	16,6	22,5	39,1	6,6	-32,3	23,0
510	14,3	37,94	63,16	101,1	12,01	-93,6	40,15	14,3	23,8	38,1	4,5	-35,3	15,1
525	11,4	30,25	64,30	94,5	5,79	-92,8	18,88	11,4	24,2	35,6	2,2	-35,0	7,1
540	8,2	21,76	64,51	86,27	0,00	-86,27	0,00	8,2	24,3	32,5	0,0	-32,5	0,0
555	5,2	13,80	64,30	78,10	-4,78	-76,67	-15,60	5,2	24,2	29,4	-1,8	-28,9	-5,9
570	4,6	12,21	63,16	75,36	-8,96	-69,75	-29,93	4,6	23,8	28,4	-3,4	-26,3	-11,3
585	4,6	12,21	59,70	71,91	-12,17	-59,45	-42,24	4,6	22,5	27,1	-4,6	-22,4	-15,9
600	4,6	12,21	52,18	64,39	-13,44	-43,84	-49,04	4,6	19,7	24,3	-5,1	-16,5	-18,5
615	4,6	12,21	39,11	51,32	-12,01	-24,89	-46,46	4,6	14,7	19,3	-4,5	-9,4	-17,5
630	4,6	12,21	19,93	32,13	-7,80	-7,80	-32,13	4,6	7,5	12,1	-2,9	-2,9	-12,1
645	4,6	12,21	-4,60	7,61	-1,78	0,25	-7,81	4,6	-1,7	2,9	-0,7	0,1	-2,9
660	4,6	12,21	-32,25	-20,05	4,19	-6,40	19,46	4,6	-12,2	-7,6	1,6	-2,4	7,3
675	4,6	12,21	-59,70	-47,50	8,04	-27,90	39,27	4,6	-22,5	-17,9	3,0	-10,5	14,8
690	4,6	12,21	-83,1	-70,88	8,42	-57,17	42,73	4,6	-31,3	-26,7	3,2	-21,5	16,1
705	4,6	12,21	-98,8	-86,6	5,30	-82,3	27,54	4,6	-37,2	-32,6	2,0	-31,0	10,4
720	4,6	12,21	-104,4	-92,2	0,00	-92,2	0,00	4,6	-39,3	-34,7	0,0	-34,7	0,0

$$Q_П = B^г \cdot Q_H^г / 3.6 = 194,00 \cdot 41743 \ / 3,6 = 2249,5 \text{ кВт} \qquad Q_П = 2249,5 квт$$

у відсотковому відношенні $q_п$ приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі

двигуна: $Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 880,0 = 880 \text{ кВт}$

$Q_e = 880 кВт$.

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \ \% = 880 / 2249,5 \cdot 100\% = 39,1\%$$

$$q = 39,1\%$$

Перевірка:

$$Q_e^/ = Q_n \cdot \eta_e = 2249,5 \cdot 0,40 = 899,8 кВт$$

$Q_e^/ = 899,8 кВт$

Вираховуємо похибку

$$Δ = (Q_e - Q_e')/Q_e \cdot 100 \ \% = 880 - 899,8 / 880 \cdot 100\% = -2,2\ \%$$

$Δ = -2,2\%$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$Q_в = Q_w + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$

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.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип}) \cdot Q_n = (0 + 0,11) \cdot 0,03 = 314,93 кВт$$

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.}=0$ $W_{г.р.}=0,11$

$W_{ст.}=0$ $W_{вип}=0,03$

$Q_w =$ 314,93 кВт

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + в \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0{,}12 + 0{,}015 \cdot 8{,}50) \cdot 10^3 = 120{,}00 \text{кПа}$$

де а = 0,12 в = 0,015 - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;.

$C_m = S \cdot n / 30 = 340 \cdot 750 / 30 = 8{,}50$ м/с - середня швидкість поршня

$C_m =$ 8,50 м/с

$P_{мд} =$ 120,00 кПа

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд} = 0{,}6 \cdot 120{,}00 = 72 \text{ кПа}$$

$P_{ср.т.} =$ 72 кПа

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{CP.T} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z) = 72 \cdot 0{,}01804 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 48{,}71 \text{ кВт}$$

де V_s- робочий об'єм циліндру

$$V_s = \pi \cdot d^2 \cdot S / 4 = 3{,}14 \cdot 260^2 \cdot 340 / 4 = 0{,}01804 \text{ м}^3$$

$V_s =$ 0, 01804 м^3

$P_n =$ 48,71 кВт

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{Т.П.} = 1000 \cdot P_{П} = 1000 \cdot 48{,}71 = 48{,}71 кВт$$

$Q_{т.п.} =$ 48,71 кВт

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{Т.П.} = 314{,}93 + 48{,}71 = 363{,}64 кВт$$

$Q'_B =$ 363,64 кВт

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_в \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_в} = \frac{363{,}64 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}3}{1000 \cdot 4{,}19 \cdot 8} = 0{,}01410 \text{ м}^3/\text{с}$$

к =1,3 - коефіцієнт запасу.

$\rho_в$ = 1000 кг/м^3 - середня щільність води.

$c_{mв}$=4,19 кДж/кг - середня теплоємкість води.

$\Delta T_в$ = (6 – 10) К - температурний перепад води в холодильнику.

$\Delta T_в$ = 8 К

$V_в$= 0,01410 м^3/с

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу $P_{в.н.} = V_в \cdot \Delta P_в / \eta_{в.н.} = 0{,}01410 \cdot 98 / 0{,}55 = 2{,}51$ кВт

$\Delta P_в = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.}$ = 0,5 – 0,6 - ккд водяного насосу.

$\eta_{в.н.}$ = 0,55

$P_{в.н.}$ = 2,51 кВт

Тоді $Q_{в.н.}$= 2,51 кВт

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$Q_в = Q_w + Q_{Т.П} + Q_{в.н.} = 314{,}93 + 48{,}71 + 1{,}75 = 366{,}16 кВт$

$Q_в$= 366,16 кВт

що складає у відсотковому відношенні:

$q_в = Q_в / Q_П \cdot 100\ \% = 366{,}16 / 2249{,}5 \cdot 100\% = 16{,}28\ \%$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_Г = \frac{B_r}{3{,}6}\left[M_2 \cdot \left(mC''_p\right)_{T_0}^{T_2} \cdot T_r - M_1 \cdot \left(mC_p\right)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d\right] = \frac{194{,}00}{3{,}6}$$

$$\left[12{,}95 \cdot 30{,}08 \cdot 477 - 1{,}113 \cdot 29{,}09 \cdot 273\right] = 768{,}3 кВт$$

$mC''_p = 30{,}08$ ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$mC'_p = 29{,}09$ ізобарна теплоємкість 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.

$Q_Г=$ 768,3 кВт

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_Г = Q_Г / Q_П \cdot 100\ \% = 768,3 / 2249,5 \cdot 100\,\% = 34,2\,\%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = \left(Q_w + Q_{MД}\right) - Q_в = \left(314,93 + 197,1\right) - 363,64 = 145,9 \text{ кВт}$$

$Q_{MД} = \Delta_{MД} \cdot Q_П$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмі двигуна.

де $\Delta_{MД} = \left(P_{MД} / P_{mi}\right)\eta_i = \left(120,00 / 0,63\right) \cdot 0,46 = 0,0876$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$P_{mi}=$ 0,63 МПа – середній індикаторний тиск

$\Delta_{MД} = 0,0876$

тодi

$Q_{MД} =$ 197,1 кВт

$Q_{M1} =$ 145,9 кВт

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot Cтм \cdot \Delta} = \frac{1,4 \cdot 145,9}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,01355 \quad м^3/с$$

К =1,4 - Коефіцієнт запасу

$\rho_м = 900$ кг/м^3 - щільність масла;

$C_{тм}$=2,094 кДж/кг - середня теплоємкість масла.

$\Delta T_м$=10 К - температурний перепад масла в охолоджувачі.

ΔT_m – 6-15 К – температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$\Delta T_m =$ 8 К

$V_m = 0{,}01355$ $М^3/$ с

Потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{М.Н.} = \frac{V_М \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0{,}01355 \cdot 400000}{0{,}65 \cdot 10^3} = 8{,}34 \text{ кВт}$$

де $P_0 = 0{,}4 10^6$ - робочий тиск масла в системі;

$P_0 = 400000$ Па

$\eta_м = 0{,}6 - 0{,}7$ механічний к.к.д масляного насоса.

$\eta_м = 0{,}65$

$P_{м.н.} = 8{,}34$ кВт

тоді $Q_{М2} = 1000 \cdot P_{МН} = 1000 \cdot 8{,}34 = 8{,}34 кВт$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_М = Q_{М1} + Q_{М2} = 145{,}9 + 8{,}34 = 154{,}21 кВт$$

у відсотковому відношенні

$$q_М = Q_М / Q_П \cdot 100\ \% = 154{,}21 / 2249{,}5 \cdot 100\ \% = 6{,}86\ \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{Н.В.} = Q_П - (Q_е + Q_в + Q_Г + Q_М) = 2249{,}5 - (880 + 366{,}16 + 768{,}3 + 154{,}21) = 80{,}8 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Н.В.} = Q_{Н.В.} / Q_П \cdot 100\ \% = 80{,}8 / 2249{,}5 \cdot 100\% = 3{,}6\ \%$$

Таблиця 2.7 Тепловий баланс дизеля 6ЧН26/34

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	880,00	39,1
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	366,2	16,3
теплота, яка виноситься випускними газами	768,3	34,2
теплота, яка відводиться маслом	154,2	6,9
невраховані теплові втрати	80,8	3,6
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2249,5	100,0

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА

3.1 Опис та вимоги до конструкції елементів шатуна.

Шатун є частиною кривошипно – шатунного механізму двигуна і служить для передачі зусиль від поршня до колінчастого валу і, навпаки, від колінчастого валу до поршня (в залежності від співвідношення діючих сил).

Основними елементами шатуна є:

a) поршнева голівка, що з'єднується за допомогою поршневого пальця з поршнем;
b) кривошипна голівка, що з'єднується з шатунною шийкою колінчастого валу;
c) стержень шатуна.

В залежності від конструкції в комплект шатуна входять також втулки, вкладиші, болти (або шпильки) з гайками, елементи кріплення вкладишів та елементи шплінтовки гайок.

При роботі двигуна шатун здійснює складний рух, під час якого він піддається дії змінних по величині і напрямку газових та інерційних сил. В деяких випадках дія цих сил носить ударний характер. Матеріал шатуна працює на втому.

У зв'язку з цим до шатуна виставляються слідуючі вимоги:

а) Міцність та жорсткість; ці вимоги обумовлюють необхідність правильного вибору матеріалу та розробки оптимальної форми шатуна. Зважаючи на знакоперемінний характер нагрузок, діючих на шатун, матеріал шатуна повинен мати високий опір при роботі на втому. Такими матеріалами є високої якості вуглецеві, а також леговані сталі. Для виготовлення шатунів звичайно застосовують сталі 40, 45, 40Х, 40ХН. Шатуни двигунів з малою напруженністю виготовляють із сталі 5; для виготовлення дуже навантаженних шатунів застосовують леговані сталі 18ХМА, 18ХНВА, 40ХНМА.

б) Мала маса шатуна; ця вимога необхідна для зменшення сил інерції шатуна.

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкохідності та напруженності, а також від маштабу виробництва. Форма шатуна має бути найбільш технологічною для прийнятого маштабу виробництва.

Шатуни двигунів індивідуального виробництва виготовляють за допомогою точіння, крупносерійного та масового виробництва – штамповкою. Шатуни двигунів з високою напруженністю повністю оброблюються, поліруються і для підвищення міцності на втому наклепуються (наприклад, обдування дробом).

- Поршнева голівка шатуна

Поршнева (верхня) голівка шатуна проектується з врахуванням наступного:

- Шарнірне з'єднання поршневого пальця зшатуном працює при високих питомих тисках, підвищеній температурі та недостатньому змащенні.

- На надійність роботи підшипника суттєво впливає жорсткість поршневої голівки. При цьому необхідно врахувати небажанність збільшення маси голівки і, відповідно, сил інерції мас, що рухаються поступово.

Поршнева голівка шатуна піддається згинанню зилами інерції мас, що рухаються поступово, та силами від тиску газів. Напруження згинання мають максимальне значення в місці переходу головки в стержень шатуна. Для зменьшення напружень переход має бути плавним, з максимально можливим радіусом.

Підшпник поршневої голівки шатуна звичайно представляє собою втулку із бронз БрОФ10–1, БрОЦ10-2,БрАЖ9-4 або ж із сталі з заливкою свинцовистою бронзою БрС30. У ненапруженних двигунах інколи застосовують заливку бабітом.

Змащування підшипника виконується примусово по отвору в стержні шатуна, що різко зменьшує зношування втулки поршневої голівки, або

розбризгуванням через отвори, які розташовані в найменьш навантажених місцях.

Чим вища напруженність двигуна, тим більш старанно має бути оброблена поверхня поршневої голівки для підвищення міцності втоми, яка у штампованих шатунів вища, ніж у оброблених грубо. В окремих випадках шатун не має шарнірного з'єднання з поршневим пальцем і жорстко кріпиться до нього болтами. Фірма “Зульцер” застосовує сферичне з'єднання шатуна з поршнем. В цьому випадку верхня голівка шатуна сферична.

- Стрижень шатуна

Стрижень шатуна у більшости двигунів має двотавровий переріз і лише у мілкосерійних та крупних двигунів – кругле або трубчате. Вісь більшої жорсткості двотавра поперечного перерізу в залежності від конструкції кривошипної голівки для надання їй більшої жорсткості може лежати як в площині гойдання шатуна, так і перпендикулярно до неї. Це допустимо, так як стрижень шатуна працює на стиск та розтягування і при звичайних конструктивних співвідношеннях шатуна поздовжнього згинання практично не має.

Конструкція стрижня шатуна визначаєтьсяч виходячи із наступного:

1) форма поперечного перерізу шатуна вибирається із необхідності отримання великої жорсткості при малій масі і витраті метала, а також забезпечення найкращої технологічності при данному маштабі виробництва;

2) двигуни середньої форсировки крупносерійного виробництва мають штамповані шатуни; з підвищенням форсировки приходиться збільшувати міцність на втому шатуна поліруванням стрижня та нагартуванням поверхні обдувкою дробом;

3) для забезпечення жерскості кривошипної голівки поперечні розміри стрижня шатуна часто збільшують по мірі віддалення від поршневої голівки;

4) довжина шатуна L визначається величиною $\lambda = L/R$, де R – радіус кривошипу.

5) У швидкохідних двигунів звичайно λ = 3,7…4,2; у тихохідних λ = 4…5; чим меньше λ, тим більший боковий тиск поршня настінку циліндра;

6) в стрижні шатуна часто роблять отвір для підведення змащення до поршневої голівки шатуна;

7) стрижень шатуна працює на втому під дією газових та інерційних сил; розраховувати стрижень шатуна на поздовжнє згинання немає потреби, тому що реально “ступінь гнучкісті”

8) шатуна не має таких значень, щоб мала місце втрата стійкості в робочих умовах.

- Кривошипна голівка шатуна

Кривошипна голівка шатуна виготовляється від'ємною від стрижня шатуна, за одне ціле з шатуном (без роз'єму) та з відємною кришкою. Вибір конструкції проводиться з врахуванням наступного:

- Для забезпечення надійної роботи підшипника шатуна та шийки колінчастого валу останню роблять як можна більшого діаметра. В судових двигунах треба забезпечити можливість витягування поршня разом із шатуном через циліндр. При великому діаметрі вала стик в роз'ємі кривошипної голівки стає недостатньо жорстким і мало місця залишається для розміщення болтів шатуна. В цьому випадку застосовують косий роз'єм кривошипної голівки. Захист болтів від згинання забезпечується застосуванням в стику замків у вигляді виступів, зубців або призонних втулок. Інколи кривошипну голівку роблять повністю від'ємною.

- В мілкосерійних та крупних двигунах кривошипну голівку часто роблять від'ємною від стрижння шатуна. Поміж стрижнем та голівкою інколи ставлять проклдки для регулювання ступеню стиску. Роз'єм роблять також для забезпечення можливості витягування поршня із шатуном через циліндр при великому діаметрі шатунної шийки валу.

- Кривошипна голівка має бути жорсткою та плавно (великими радіусами) спрягатися із стержнем шатуна.

- Кришка кривошипної голівки 4 – тактного двигуна навантажена силами інерції мас шатуна, що рухаються поступально. Для забезпечення жорсткості вона забезпечується ребрами. В 2 – тактних двигунах кришка навантажується лише при запускі та заїданні поршня, однак для забезпечення правильної форми підшипника і в цьому випадку вона робиться жорсткою і часто на ній встановлюють ребра.

- Шатунні болти

Шатунні болти або шпильки нагружаються силою затяжки та додатковою змінною силою, що визивається силами інерції мас, що рухаються поступально. Для виготовлення шатунних болтів застосовують такі сталі: 40, 40Х, 20ХН3А, 40ХН, 40ХН2МА та інші.

Під дією змінних сил болт шатуна працює на втому. Місцями концентрації напруг є:

1) різьба по причині наявності впадин з маленькими радіусами при вершині;
2) канавка для виходу різця;
3) переходи від стрижня болта до головки та до центріруючих поясків;
4) риски, що утворилися при грубій обробці.

Підвищення міцності на втому болта шатуна забезпечується слідуючими заходами:

- Для розвантаження різьби робиться тонкішою циліндрична частина болта. Її роблять рівною 0,85…0,95 від внутрішнього діаметра різьби. Ця частина болта та переходи старанно поліруються.

- Переходи від тонкої частини болта до різьби, центруючим пояскам і до головки роблять з можливо більшими радіусами (до поясків і різьби 0,5d, до головки (0,15…0,20)d.

- Для забезпечення податливості крайнім виткам і їх часткового розвантаження різьбу болта втоплюють в гайку. Найбільш навантаженим є перший виток (від місця упору гайки, що працює на стиск).

- Різьба виконується накаткою. Така різьба має більшу міцність при роботі на втому, ніж нарізана та шліфована.

- Різьба виготовляється із збльшеними радіусами у вершин та впадин.

Для забезпечення роботи болта на чисте розтягування головку болта роблять симетричною без односторонніх скосів. Опорні торці гайки та головки болта, а також опорні торці в шатуні і кришці мають бути перпендикулярними вісі болта.

- Підшипники шатунні

Вкладиші шатунних підшипників виготовляються із біметалевої стрічки (сталеалюмінієвої, з свинцевистою бронзою або бабітом), або заливаються бабітом чи свинцевистою бронзою. Вибір антифрикційного матеріалу та типу підшипника залежать в першу чергу від напруженості та розмірів двигуна, а також від його типу та масштабу виробництва.

3.2 Опис конструкції шатуна дизеля - прототипу

Шатун - (рис.3.1) виготовлений із легованої сталі, конструктивно виконаний з прямим розємом нижньої головки. Стержень шатуна 3 має центральний осьовий канал. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка, а в нижній головці встановлені вкладиші шатуна 9,10 по канавках якого масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 2, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані канавки і отвори для проходу масла до отворів в поршневому пальці, через який масло подається на охолодження поршня.

В нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалеві сталеалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від осьового переміщення та обертання вкладиші утримуються стопорним штифтом 9.

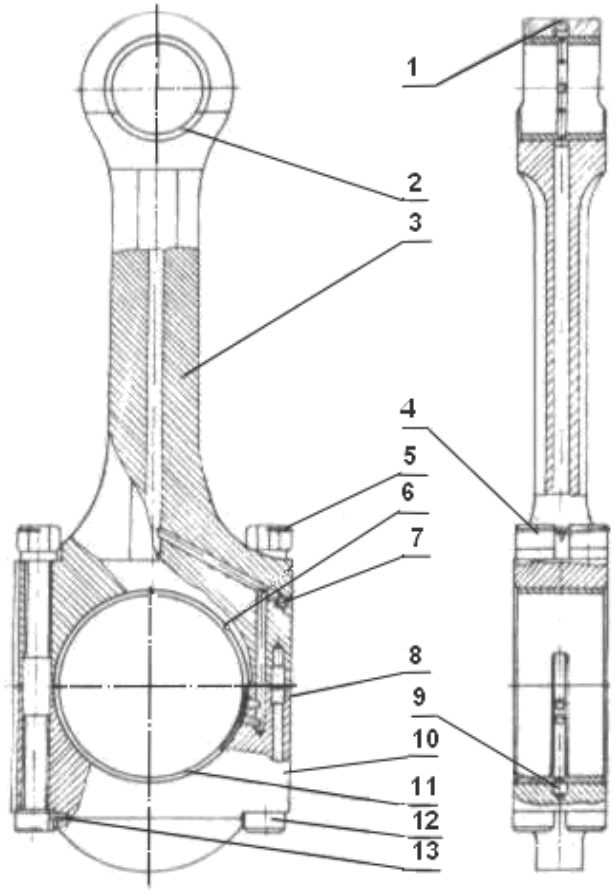

Рисунок. 3.1 Шатун

1,7 – пробка, 2 – втулка шатуна, 3 – стержень шатуна, 4 – дріт контровочний ∅ 2 мм, 5 – гайка шатунного болта,
6 – вкладиш верхній, 8,9,13 – штифт, 10 – кришка шатуна,
11 – вкладиш нижній, 12 – болт шатунний,

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною розєму в кришці 10 і стержні шатуна 3, завдяки чому після обтискання підшипника

забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша 11 є кільцева проточка і свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатуна 10 кріпиться до стержня шатуна 3 за допомогою чотирьох шатунних болтів 12. Взаємне положення стержня шатуна 3 і кришки 10 фіксується штифтами 8. Гайки шатунних болтів 5 після затяжки стопоряться дротом від самовільного відгвинчування.

На обох торцях шатунного болта 5 є пази (площадки) для заміру залишкового подовження болта при експлуатації. Початкова довжина болта, заміряна з точністю до 0,01 мм, маркірована на головці шатунного болта. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,60 мм. При більшому подовженні болти необхідно замінити.

На гайках 8 нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

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

3.3 Розробка конструкції шатуна із незворотнім клапаном.

В сучасних двигунах широко застосовується подача масла по сверлінню в стержні шатуна на змащення головного підшипника і на охолодження поршня. Масло, що проходить черех стержень шатуна, здійснює з ним складний рух, при цьому в стовпі масла виникають значні сили інерції, що створюють надлишковий тиск в каналі, який негативно впливає на його витрату. Величину повного інерційного тиску стовпа масла можна знайти по формулі

$$p_u = \rho \cdot \omega^2 \cdot \left\{ R \cdot (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \cdot \cos\beta \cdot (L - r_ш - r_B + h) - \lambda^2 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} \cdot 0{,}5\left[(L - r_ш)^2 - r_в^2\right] \right\}$$

де $\rho = 900$ кГ/м^3 – питома вага масла;

$\omega = \pi n/30 – 3{,}14750/30 = 78{,}5$ рад/с - швидкість обертання колінчастого валу;

$n = 750$ хв$^{-1}$ – число обертів колінчастого валу за хвилину;

$R = 0.17$м – радіус кривошипу;

α – кут повороту кривошипа;

$\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$ – кривошипно – шатунне відношення;

$L = 0,72$м – довжина шатуна;

β- кут відхилення шатуна від середнього положення;

$r_ш = 0,5d_ш = 0,50,22 = 0,11$м – радіус шатунної шийки колінчастого валу;

$r_в = 0,08$м – радіус верхньої головки шатуна;

$h = 0,05$м – висота стовпа масла в поршні від верхньої головки шатуна до нижнього краю зливного отвору, через яке масло охолоджуюче зливається із головки поршня в картер.

Знайдемо максимальне значення сили інерції $P_и$

При $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 0^\circ$

$p_и = 90078,5^2(0,17(\cos0^º + 0,236\cos20^º)\cos0^º(0,72- 0,11+0,08+0,05) – -$
$0,236^2(\cos0^º/ \cos0^º)0,5((0,72 – 0,08)^2 – 0,11^2)) =$

$= 810250$ Н/м^2 $= 0,518$МПа

Знайдена величина тиску стовба масла від сили інерції діє в місці входу масла в канал стержня шатуна.

Знайдений тиск $p_и$, створений силами інерції, значний по величині, причому його величина перебільшує тиск в масляній магістралі двигуна, який складає 0,25…0,40 МПа. Природньо, що сили інерції в стовбі масла впливають на його витрату через шатун. Цей вплив зростає при збільшенні числа обертів колінчастого валу (пропорціонально квадрату числа обертів) і при знижені тиску масла в системі двигуна.

Нормальний шлях масла в двигуні 6ЧН26/34 слідуючий: масло, що підводиться до рамового підшипника, заповнює кільцеву канавку у вкладишах і частина його змащує рамовий підшипник. Інша його частина через канали в колінчастому валу подається від рамової шийки до шатунної шийки і заповнює

кільцеву канавку в шатунних вкладишах. Частина його витрачається на змащення шатунного вкладиша, а друга його частина із кільцевої канавки попадає через отвір у вкладиші в канал стержня шатуна, по якому направляється на змащення підшипника верхньої головки шатуна і через розпилювач на охолодження днища поршня. Масло, що пройшло через поршень, зливається в фундаментну раму двигуна.

Значно поліпшує умови роботи поршневої групи при низькому тиску масла в системі застосування в стержні шатуна незворотнього клапану: в ті моменти цикла, коли сили інерції направлені проти потоку масла і перевищують по величині тиск масляному трубопроводі двигуна, незворотній клапан не дає можливості маслу виходити із каналу шатуна в шатунний підшипник, а коли сили інерції не перешкоджають руху масла до поршня і навіть допомогають цьому руху, клапан не перешкоджає нормальному руху масла.

Незворотний клапан не складний по конструкції і складається із чотирьох деталей (рис.3.2): клапана 1, сідла 2, втулки 3, пробки 4. В стержні шатуна у нижньої головки виконується розточка, концентрична отвору в стержні для проходу масла; на дно розточки вставляється сідло 2, на яке опирається втулка 3 і вільно кладеться клапан 1.

Зі сторони постелі підшипника в розточці виконана різьба, на ній загвинчується пробка 4, яка затискує втулку і сідло. Сам клапан 1 представляє собою сталевий, загартований диск із шліфованими торцями, в якому по перефирії виконані отвори. Клапан 1 може вільно рухатися поміж пробкою 4 та сідлом 2. Поверхня пробки 4 із сторони клапана також шліфована: по вісі пробки зроблено отвір такого діаметру, що при посадці клапана на сідло отвори в клапані не співпадають із отворами в сідлі.

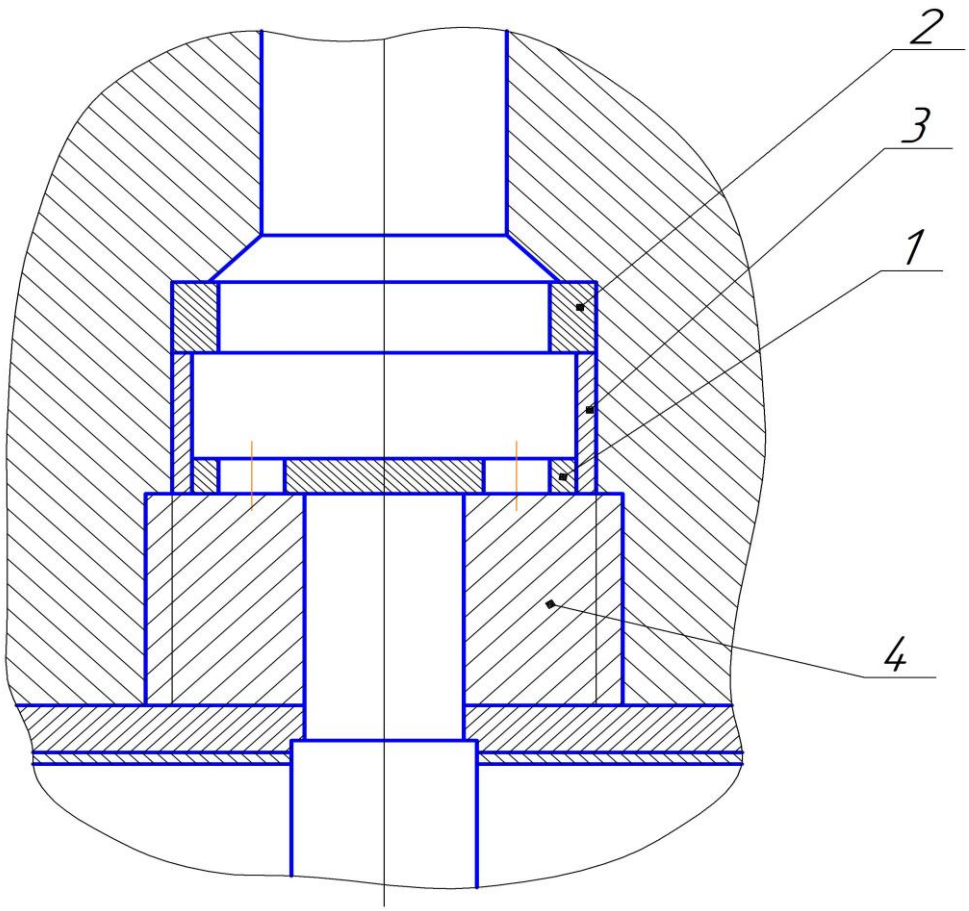

Рисунок 3.2 Клапан незворотній стержня шатуна
1– клапан, 1 – сідло, 3 – втулка, 4 – пробка

Клапан працює таким чином: при нормальному потоці масла із колінчастого вала через шатун в поршень клапан тиском масла, а в деякі моменти і інерційними силами притискується по зовнішньому діаметру до сідла 2; масло, пройшовши отвір в шатунному вкладиші, надходить через отвір в пробці 4 в простір під клапаном 1, а потім через отвори в клапані в масляний канал шатуна.

В ті моменти, коли масло під дією сил інерції, направлених в сторону колінчастого валу, має тенденцію витікати із шатуна в шатунний підшипник, тиск стовба масла притискує клапан 1 до пробки 4, отвори в клапані 1 і пробці 4 при цьому закриваються і виходу масла із каналу шатуна не відбувається. Як тільки сили інерції перестають діяти на стовб масла, клапан 1 піднімається, притискується до сідла 2 і не заважає потоку масла рухатися в сторону поршня.

3.3 Розрахунок на міцність шатуна двигуна 6ЧН26/34

Мета розрахунку

Завданням розрахунку на міцність шатуна є знаходження в його елементах напружень, запасів міцності при роботі на втому та визначення його працездатності при діючих на нього навантаженнях

Вихідні дані для розрахунку

1. Діаметр поршня	D =	0,26	м
2. Хід поршня	S =	0,34	м
3.Частота обертання колінчастого валу	n =	750	$хв^{-1}$
4.Максимальний тиск згоряння	p_{max} =	12,5	мПа
5.Маса поршневої групи	$m_п$ =	53,4	кг
6. Маса шатунної групи	$m_ш$ =	82,4	кг
7.Конструктивні розміри шатуна:			
- довжина шатуна L = (1,5…2,5)S	L =	0,72	м
- діаметр отвору верхньої головки шатуна (діаметр поршневого пальця) $d_п$ =(0,4…0,5)D	d_n =	0,11	м
- зовнішній діаметр втулки верхньої головки шатуна d = (1,1….1,25)d_n	d =	0,120	м
- зовнішній діаметр верхньої головки шатуна $d_г$ = (1,4….1,8)d_n	$d_г$ =	0,182	м
- довжина поршневої головки шатуна $l_ш$ = (0,35…0,45)D	$l_ш$ =	0,11	м
- діаметр отвору нижньої головки шатуна (діаметр шатунної шийки) $d_{ш.ш.}$ = (0,65…0,75)D	$d_{ш.ш.}$ =	0,220	м
- довжина кривошипної головки шатуна $l_к$ = (0,60…0,70)$d_{ш.ш.}$	$l_к$ =	0,108	м
- кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна	β =	90	°
- відстань поміж шатунними болтами c = (1,25…1,4)$d_{ш.ш.}$	c =	0,272	м
- товщина стінки вкладиша шатуна $t_в$ =(0,025…0,04)$d_{ш.ш.}$	$t_в$ =	0,006	м
- висота поперечного перерізу стержня шатуна (двотавра) h = (0,45…0,55)$d_г$	h =	0,090	м

- ширина поперечного перерізу стержня шатуна (полки двотавра) b = (0,60…0,85)h	b =	0,070	м
- товщина стінки двотавра a =(0,5…0,6)b	a =	0,040	м
- товщина полки двотавра t =(0,45…0,5)b	t =	0,031	м
8.Матеріал з якого виготовлений шатун - механичні властивості сталі 45:	Сталь 40ХФА ГОСТ4543-		
- межа міцності	σ_B =	600	МПа
- межа текучести	σ_T =	340	МПа
- межа втоми при згинанні	σ_{-1} =	350	МПа
- межа втоми при розтягуванні - стисканні	σ_{-1P} =	280	МПа
- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні	α_σ =	0,23	
- модуль пружності для сталі	$E_ш$ =	220000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для сталі	$\alpha_ш$ =	1,2E-05	C^{-1}
9. Матеріал з якого виготовлена втулка верхньої головки шатуна	Бронза БрАЖ-9-4-Л		
- модуль пружності для бронзи	$E_в$ =	115000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи	$\alpha_ш$ =	0,00002	C^{-1}
10. Монтажний натяг посадки бронзової втулки Δ = 0,02…0,06 мм	Δ =	0,04	мм
11. Температура верхньої головки шатуна при роботі двигуна t = 100…130 °C	t =	110	°C
12. Коефіцієнт Пуассона μ = 0,25…0,30	μ =	0,3	

1. Розрахунок верхньої головки шатуна (переріз I-I)

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	ω =	78,53	рад/с
2. Радіус кривошипу R = S/2	R =	0,17	м
3.Кривошипне відношення λ = R/L	λ =	0,237	
4. Товщина стінки верхньої головки $h_г = 0,5(d_г - d)$	$h_г$ =	0,031	м

4. Максимальне напруження пульсуючого циклу в перерізі I-I верхньої головки від сили інерції маси комплекта поршня

$$\sigma_{max} = \frac{m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1+\lambda)}{2 \cdot h_г \cdot l_ш}$$

σ_{max} = 9,64 Мпа

5. Маштабний коефіцієнт, що враховує розміри шатуна $\varepsilon_м = 0{,}70…0{,}90$

$\varepsilon_м$ = 0,75

6. Коефіцієнт поверхностної чутливості, що враховує шорсткість поверхні головки шатуна $\varepsilon_п = 0{,}65…0{,}95$

$\varepsilon_п$ = 0,7

7. Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I
$K_\sigma = 1{,}2+0{,}00018\cdot(\sigma_B - 400)$

K_σ = 1,236

8.Амплітудна та середня напруга циклу $\sigma_m = \sigma_a = 0{,}5\sigma_{max}$

σ_m = 4,82 Мпа

9. Запас міцності в перерізі I-I визначається по межі втоми

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_м \cdot \varepsilon_п} + \sigma_m}$$

n_σ = 17,3

10. Додатковий натяг поміж головкою шатуна та втулкою, що виникає по причині різних величин коефіцієнтів лінійного розширення їх матеріалів $\Delta_t = d\cdot(\alpha_в - \alpha_ш)\cdot t$

Δ_t = 0,105 мм

11. Сумарний натяг $\Delta_\Sigma = \Delta + \Delta_t$

Δ_Σ = 0,145 мм

12. Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left\{ \frac{\frac{(d_г^2 + d^2)}{(d_г^2 - d^2)} + \mu}{E_ш} + \frac{\frac{(d^2 + d_п^2)}{(d^2 - d_п^2)} - \mu}{E_в} \right\}}$$

p = 11,4 Мпа

13.Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_з = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_г^2 - d^2}$$

$\sigma_З$ = 17,2 Мпа

13.Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_{ВН} = p \cdot \frac{d_г^2 + d^2}{d_г^2 - d^2}$$

$\sigma_З$ = 28,7 Мпа

Напуження у верхній головці не повинні перевищувати 50мПа

2.Розрахунок на міцність кривошипної головки шатуна

Точний розрахунок кривошипної головки є досить складним внаслідок неможливості повного врахування впливу всіх конструктивних факторів. Приблизний розрахунок кривошипної головки шатуна зводиться до визначення напруження згинання в середньому перетині II - II кришки головки від сил інерції, що мають максимальне значення в началі впуску.

1. Маса деталей КШМ, що рухаються зворотньо - поступально $m_j = m_n + 0{,}3m_ш$	m_j =	78,12	кг
2. Частина маси шатуна, що здійснює зворотно - поступальний рух $m_{ш.п.} = 0{,}3m_ш$	$m_{ш.п}$ =	24,72	кг
3.Частина маси шатуна, що здійснює обертальний рух $m_{ш.к.} = m_ш - m_{ш.п.}$	$m_{ш.к}$ =	57,68	кг
4.Маса кришки кривошипної головки $m_{кр} = (0{,}20…0{,}30)m_ш$	$m_{кр}$ =	20,6	кг
5.Максимальна сила інерції, що діє на кришку нижньої головки шатуна $F_i = \omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1+ \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})]$	F_i =	824491	Н
6. Внутрішній радіус отвору кривошипної головки $r_1 = 0{,}5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_в)$	r_1 =	0,113	м
7. Момент опору розрахункового перерізу $W_{зг.} = l_k \cdot (0{,}5 \cdot c - r_1)^2/6$	$W_{зг.}$ =	1E-05	$м^3$
8.Момент інерції поперечного перерізу вкладиша шатунного $J_В = l_К \cdot t_В^3/12$	$J_В$ =	1,6E-09	$м^4$

8.Момент інерції поперечного перерізу кришки шатуна $J_к =$ $l_К \cdot (0{,}5c - r_1)^3/12$ $J_К =$ 1,2E-07 $м^4$

9.Сумарна площа кришки та вкладиша в розрахунковому перерізі $F_к = l_К \cdot 0{,}5(c - d_{ш.ш.})$ $F_К =$ 0,00284 $м^2$

10.Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left(\frac{0{,}023 \cdot c}{(1 + \frac{J_B}{j}) \cdot W_{ЗГ}} + \frac{0{,}4}{F_K}\right)$$

σ = 62,8 Мпа

У виконаних двигунах згинальна напруга σ знаходиться в межах 100…300 МПа

3. Розрахунок стержня шатуна

Стержень шатуна розраховується на втомлену міцність в середньому перетині В-В від дії знакозмінних сил інерції та газових сил. Запас міцності визначається в площині колоивання шатуна та в перпендикулярній площині

1.Площа поперечного перерізу стержня шатуна $A_c = h \cdot b - (b - a) \cdot (h - 2t)$ $A_c =$ 0,0055 $м^2$

2. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі х

$$J_X = \frac{1}{12}\left[b \cdot h^3 - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot t)^3\right]$$

$J_X =$ 4,3E-06 $м^4$

3. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі у

$$J_У = \frac{1}{12}\left[b^3 \cdot h - (b - a)^3 \cdot (h - 2 \cdot t)\right]$$

$J_У =$ 2,6E-06 $м^4$

4.Довжина шатуна в площині перпендикулярній площині його коливання $L_1 = L - 0{,}5(d + d_1)$ $L_1 =$ 0,545 м

5. Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_X = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_Ш} \cdot \frac{L^2}{J_X} \cdot A_C$$

$K_X =$ 1,184

$$n_x = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ax} \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_м \cdot \varepsilon_П} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{mx}}$$ $n_x =$ 1,6

$$n_y = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ay} \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_м \cdot \varepsilon_П} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{my}}$$ $n_y =$ 1,6

Допустимий запас міцності в стержні шатуна знаходиться в межах [n] = 2,0…2,5

5. Коефіцієнт, що враховує вплив поздовжнього згинання стержня шатуна в площині його коливання

$$K_У = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_Ш} \cdot \frac{L_1^{\,2}}{J_У} \cdot A_C$$

$К_У =$ 1,176

6. Коефіцієнт концентрації напруг

$К_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_В - 400)$

$К_\sigma =$ 1,236

7. Максимальна сила, що розтягує стержень шатуна $F_{сті} = -m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1+\lambda)$

$F_{сті} =$ -0,1013 мН

7. Максимальна сила, що стискує стержень шатуна

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1+\lambda)$$

$F_{ст} =$ 0,562 мН

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискуючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x\,max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}}$$

$\sigma_{x\,max} =$ 121,0 МПа

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y\,max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}}$$

$\sigma_{y\,max} =$ 120,2 МПа

8. Мінімальне напруження від розтягувальної сили

$$\sigma_{min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}}$$

$\sigma_{min} =$ -18,4 МПа

9.Середнє напруження та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x\,max} + \sigma_{min}}{2}$$

$\sigma_{mx} =$ 51,3 МПа

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y\,max} + \sigma_{min}}{2}$$

$\sigma_{my} =$ 50,9 МПа

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x\,max} - \sigma_{min}}{2}$$

$\sigma_{ax} =$ 69,7 МПа

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y\,max} - \sigma_{min}}{2}$$

$\sigma_{ay} =$ 69,3 МПа

10. Запас міцності в перерізі В-В визначається по межі втоми

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

До роботи на дільниці з підготовки до експлуатації та експлуатацію дизелів допускаються особи що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, пройшли інструктажі по охороні праці, пристрій, що вивчили, і роботу дизеля і дизель-генераторів і іспити кваліфікаційної комісії, що здали, по професії, навчену і атестовану по питаннях охорону праці.

Під час роботи робочий повинен користуватися виданою йому згідно нормативів спецодягом:

- рукавиці х/б - 1 місяць;
- костюм х/б -12 місяців;
- навушники (беруші) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, правила пожежної безпеки, палити тільки у визначених для куріння місцях.

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- оксид вуглеводня;
- мінеральні масла;
- сірчистий ангідрид;
- виробничий шум.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;
- користуватися витяжною і приточуванням вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:
- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом пищи;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:
- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.
- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поводження з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективного і індивідуального захисту.
- Проходити у встановленому законодавством порядку попередні і періодичні огляди.
- Вимоги інструкції є обов'язковими для тих, що працюють, не виконання цих вимог розглядається як порушення виробничої дисципліни, що тягне за собою відповідальність відповідно до чинного законодавства України.

Вимоги безпеки перед початком роботи

- Привести в порядок робочий одяг: застебнути обшлаг рукавів, прибрати волосся під головний убір.
- Організувати своє робоче місце так, щоб все необхідне було під рукою. Якщо підлога мокра і слизька – посипати тирсою;
- Перевірити чи достатньо освітлено ваше робоче місце;
- Працювати з інструментом, що відповідає наступним вимогам: гайкові ключі повинні бути справні і відповідати розмірам болтів і гайок; не нарощувати ключі іншими предметами; користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцессами
- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Вимоги безпеки під час роботи

- При проведенні ревізії на дизелі у всіх місцях, пов'язаних з подачею стислого повітря, палива вивісити попереджувальні таблички застережливі про те, що пуск дизель-генератора забороняється.
- На дизелі і майданчиках по обслуговуванню не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування після закінчення або в перервах в роботі.
- Пролите масло або паливо повинні бути негайно прибрані.
- Не торкатися без теплозахисних засобів до незахищених деталей, що мають температуру більш 70°С;
- Не запускати дизель без захисного кожуха на маховику;
- Під час роботи дизеля не обтирати рухомі частини дизеля, не усувати дефекти;
- Не підтягати болти, гайки з'єднань, що знаходяться під тиском на працюючому дизелі;

- Пуск дизеля після ревізії проводити після огляду на наявність сторонніх предметів на дизелі;
- Перевірити кріплення і шплінтовку всіх деталей дизеля, особливу увагу звернути на шплінтовку шатунових болтів і шпильок рамових підшипників;
- Не працювати з електроосвітлювальними приладами, що мають напругу більше 12 В;
- Не проводити роботи (технологічні операції) при піднятті деталей і вузлів краном, від'єднувати строп від вузла якщо вузол не закріплений;
- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;
- При виявленні несправностей устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно припинити роботу, повідомляти адміністрації електростанції і далі діяти відповідно до вказівок;
- Про кожний нещасний випадок що відбувся на виробництві або раптовому захворюванні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт і прийняти заходи по наданню першої долікарської допомоги постраждалому.

Вимоги безпеки після закінчення робіт

- Закрити замочні вентилі палива, води зовнішнього контуру, пускового повітря, відключити переносний електроінструмент, відпрацьоване масло злити в спеціальну ємність;
- Привести в порядок робоче місце, інструмент і пристосування;
- Зняти робочий одяг і прибрати його в шафу;
- Вмиватися або прийняти душ;
- Про всі недоліки, виявлених в процесі роботи негайно повідомляти адміністрації електростанції.

Вимоги безпеки в аварійній ситуації

Можливою причиною аварії може бути:

- дизель йде в рознос - підвищення частоти обертання вище 600 хв$^{-1}$, підвищення температури води вище 90°С, падіння тиску масла нижче 1,6 кг/см^2;
- розривання паливопровода і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі дзвонити в пожежну частину і прийняти заходи по ліквідації спалаху;
- при появі стороннього шуму в дизелі негайно зупинити двигун, перекрити подачу палива або відключити рукояткою граничного вимикача, повідомити майстра і далі діяти по його вказівках;

У разі попадання людини під напругу необхідно звільнити його від дії електричного струму, шляхом відключення від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмопровідних частин за одяг або застосувати підручний ізоляційний матеріал. При потраплянні робочого під дію електричного струму необхідно вивільнити його від струму, після чого, необхідно викликати лікаря і надати постраждалому долікарську допомогу.

При опіках слід робити холодні примочки з розчином борної кислоти.

При пораненні, порізах, обробити шкіру навколо рани йодом, накласти стерильну пов'язку.

При виникненні аварійної ситуації необхідно припинити роботу і:

- видалити з аварійної зони людей
- прийняти заходи по зупинці устаткування і інші заходи, що

виключають небезпеку для людей, повідомити адміністрації електростанції.

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з необхідних розуму здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоті повітря і нормальних метеорологічних умовах у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарчою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

- Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
- Які викликають подразнення дихальних шляхів і слизуватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчині та інших).
- Канцерогенні, ракові захворювання (аміїн, окисли хрому, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна, працюючого на дизельному паливі

У процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв`язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази. 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, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхню землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі двигуна значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило. Це може відбуватися крізь нещільність з`єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летючих вуглеводневих з`єднань в атмосферу.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему ”Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 880 кВт. Прототип – 6ЧН26/34” містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН26/34 і детальну розробку конструкції шатуна. Дипломна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 880 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції. Загальна конструкція дизеля 6ЧН26/34 показана в Додатку 1 графічної частини роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна (P_e = 880 кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН26/34 потужністю 840 кВт при частоті обертання колінчастого валу n=750хв$^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність дизельного двигуна можна отримати при тиску наддува в колекторі двигуна $p_к$ = 0,252 МПа, ступеню стиску ε =12,5, коефіцієнті надлишку повітря α = 2,25.

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 5 графічної частини роботи.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції шатунно-поршневої групи, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та юбки поршня, що стало можливим при кращому охолодженні головки поршня. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої

шатунно- поршневої групи та виконане обґрунтування з конструкції шатуна. Складальне креслення шатунно-поршневої групи показано в додатку 2, а в Додатку 3 розроблене робоче креслення стержня шатуна з незворотнім клапаном в каналі для підведення масла та стержня шатуна з покращеною схемою підведення масла від шатунного підшипника до верхньої головки шатуна та на охолодження головки поршня.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в 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,

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
4. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
5. Васильев Ю.Н. Новые конструкции судовых дизелей. «Судостроение». Ленинград 1972.
6. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
7. Голубченко Г.А. «Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях».
8. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
9. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
10. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Ленинград «Судостроение», 1976.
11. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
12. Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.

13. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
14. Хандов З.А., Браславский М.Н. «Судовые среднеоборотные дизели». М.: «Машиностроение», 1984.
15. Хандов Ю.С. «Судовые двигатели внутреннего сгорания (конструкция и расчеты)». М.: «Транспорт», 1968.
16. Юдин Е.М. «Охрана труда в машиностроении».
17. «Дизель-генератор ДГА-800 Руководство по эксплуатации». Машиностроительный завод «Первомайскдизельмаш» Украина, г. Первомайск, Николаевской обл. 1999.