

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

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

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23


_____ **Ткач О.С.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

_____ (підпис)
«___» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Ткачу Олександрові Сергійовичу

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

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 19.05.2025 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 26/34, номінальною потужністю 840 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 «10» лютого 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

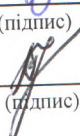
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	24.03.2025	
4	Розробка конструкції шатуна	31.03.2025	
5	Оформлення креслень двигуна, вузла, деталі	11.04.2025	
6	Охорона праці та навколишнього середовища.	25.04.2025	
7	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Ткач О.С.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

сторінок 72, рисунків 2, таблиць 7, бібліографія 13

В кваліфікаційній роботі «Розробка шатуна вдосконаленої конструкції для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 880 кВт. Прототип – 6ЧН 26/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ЧН26/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій шатунів. В роботі пропонується технічне рішення по підвищенню потужності дизеля 6ЧН26/34 до 880 кВт, зменшенню експлуатаційних витрат і його масово-габаритних показників за рахунок збільшення тиску наддувочного повітря, покращення конструкції шатуна. Також 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 за рахунок кращого охолодження днища поршня і покращення роботи поршневих компресійних кілець.

В Додатках до пояснювальної записки приведені складальні креслення двигуна 6ЧН26/34, ШПГ серійної та вдосконаленої конструкції, шатуна, робоче креслення стержня шатуна та індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

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

Annotation

pages 72, figures 2, table 7, bibliography 13

In the qualified work "Design of a connecting rod in a highly sophisticated design for a stationary diesel engine with a power of 880 kW. Prototype - 6CHN 26/34" provides a description of the design of the engine - prototype 6CHN26/34, details of the design of the working process, thermal balance and dynamics of the engine, analysis of the design of the connecting rods. The work demonstrates a technical solution for increasing the power of the 6CHN26/34 diesel engine to 880 kW, reducing operating costs and weight-dimensional indicators per unit. increased pressure of the charge air, improved design of the connecting rod. Also, we have introduced the necessary design for the design of a connecting rod with a non-return valve in order to increase the power of the diesel generator and reduce its technical and economic indicators: increased resource indicators of the engine, change I also spent a lot of money on the protection of the piston crown and the work of the piston compression rings.

In the Appendix to the explanatory note there is a folding seat engine 6CHN26/34, ShPG of serial and advanced design, a connecting rod, a working seat rod of a connecting rod and an indicator diagram and force diagrams that in KShM.

Key words: diesel engine, operating process, indicator diagram, dynamics diagrams, connecting rod, non-return valve, connecting rod , protection.

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги дозапроектowanego 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 Опис та вимоги до конструкції елементів шатуна.....	41
3.2 Опис конструкції шатуна двигуна - прототипу	46
3.3 Розробка конструкції шатуна з незворотнім клапаном.....	48
3.4 Розрахунок на міцність шатуна двигуна 6ЧН26/34.....	52
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	59
4.2 Захист навколишнього середовища.....	63
ВИСНОВКИ	65
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	67

					ПІННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Ткач				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	72
						44-ЕМ-23		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1 Дизель 6ЧН26/34 (Поперечний переріз), А1.....	68
Додаток 2 Шатун СК, А1.....	68
Додаток 3 Стержень шатуна,РК, А1.....	70
Додаток 4 ШПГ серійної та вдосконаленої конструкції, СК, А1	71
Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	72

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згорання (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 згорання – циклічний тепловий двигун, що як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згорання високу температуру та тиск газу завдяки чому 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 кваліфікаційній 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 відділенні додаткового обладнання.

Основна задача при модернізації двигуна – внесення найменшої кількості

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 роботи 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 конструкції. 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 20⁰С 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Регулювальними гвинтами і проставочними шайбами усувається зазор між рамою і сталеву смугою кріплення.

Корінний підшипник складається з двох сталевих вкладишів, що укладаються в ліжку, 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 охолодження головки поршня, після чого масло зливається в раму. Щільне прилягання вкладишів до ліжок в об'єднаному стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Перепуск охолоджуючої води з порожнини охолодження 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 охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана такої, 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 сидла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 сталевалюмінієві 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-ма 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 дисульфиду молібдену.

На 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Від осевого 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 кінцевий кінець валу на шпонці насаджена маточина, на якій кріпляться шестерні розподільного валу. Маточина кріпиться від осевого 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 притисним 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 повертається навколо осі і через траверсу відкриває випускні (впускні) клапани. Закриття клапанів і поворотний рух механізму приводу відбувається під дією пружин.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проектного двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

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

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

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

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

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

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

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

- Основні параметри дизеля - прототипу

Дизель 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_T	кг/год	189
Питома витрата мастила, g_m	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 проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

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 $t_0 = 20^\circ\text{C}$. 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 $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ 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 $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює $1,1...1,15$

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

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

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

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 50°C [10]

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 880 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,25 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,25$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,24 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$

Паливо:

Пальне – дизельне пальне

Середній елементарний склад палива

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

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(O - S) = 34013 \cdot 0,87 + 125600 \cdot 0,126 - 10900(0 - 0) = 41743 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_H = 41743 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_0 = 28,95L_0 = 28,950,4946 = 14,32$$

$$l_0 = 14,32 \quad \text{кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,25 \times 0,4946 = 1,1129$$

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

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = C/12$

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

водяної пари H_2O :

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

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

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,25 - 1) \cdot 0,4946 = 0,1298 \quad \text{кмоль}$$

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

$$\text{азоту} \quad M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad \text{N}_2: = 0,79 \times 2,25 \times 0,4946 = 0,8792 \quad \text{кмоль}$$

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

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,0725 + 0,1298 + 0,8792 = 1,1446$$

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

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,25}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 411,6 K$$

$$T_b = 411,6 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = (0,9 - 0,95) \times 0,25 = 0,238$$

$$P_d = 0,238 \quad \text{МПА}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

Температура в кінці впуску

					ПІННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

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

$$T_d = 337,2 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_n = 0,920$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{кг/м}^3 = \frac{0,25 \times 10^6}{0,24 \times (411,6 - 100)} = 2,80 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_n = 2,80 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

4. Параметри процесу стиску.

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

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$p_c = 7,75 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 880,4 K$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{КДж/(Кмоль} \cdot \text{K)} =$$

$$= 19,88 + 0,002638 \times 880,4 \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{K)} = 22,20 \text{ КДж/(Кмоль)}$$

$$mC_{v'} = 22,20 \text{ КДж/(Кмоль)}$$

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.

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

$$\beta = 1,027$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mCv'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mCv''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mCv''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mCv''_{N_2}) \right] \frac{KДж}{(КМоль \times K)} =$$

$$= \frac{1}{1,1446} \left[0,0725 \times (38,609 + 0,003349) + 0,063 \times (25,459 + 0,004438) + 0,1298 \times (23,3 + 0,00155) + 0,8792 \times (21,554 + 0,001457) \right] \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z = 23,047 + 0,0018 \times T_Z$$

де:

$$a = 23,047 \text{ КДж/моль}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mCv'' + 8,134 \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 23,0488 \times T + 8,134 \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 31,361 + 0,0018 \times T_Z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,361 \text{ КДж/кмоль} \times K$$

$$b = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\max} = 12,40 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'_v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''_p) \times T_Z$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де :

$$\begin{aligned} A &= 0,0018 \\ B &= 32,22 \\ C &= 61726,8 \end{aligned}$$

Звідки:

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

$$T_Z = 1745,6 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення

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

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

Середній показник політропи розширення.

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

Тиск в кінці розширення.

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

Температура в кінці розширення.

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1745,6}{9,82^{1,25-1}} = 994 \quad T_{\varepsilon} = 994 \text{ K}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$\begin{aligned} P'_{mi} &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} = \\ &= \frac{7,75}{12,5 - 1} \times \left[1,6 \times (1,27 - 1) + \frac{1,6 \times 1,27}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,82^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,598 \text{ МПа} \\ p'_{mi} &= 1,598 \text{ МПа} \end{aligned}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$p_{mi} = 1,518 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кг}/(\text{кВт.год.}) = \frac{3600}{41743 \times 0,46} = 0,189 \text{кг}/(\text{кВт.год.})$$

$$b_i = 0,189 \text{ кг/кВт.год}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,50$$

$$V_{п.ср.} = 8,50 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср.}, \text{МПа} = 0,089 + 0,0148 \times 8,50 = 0,215$$

$$p_M = 0,215 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - p_M, \text{МПа} = 1,518 - 0,215 = 1,303 \text{МПа}$$

$$p_{me} = 1,303 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,39$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Питома ефективна витрата палива.

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

$$b_e = 0,220 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 194,0 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 108,0 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

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

$$V_s = 18,0 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр}$

$$m = 1,31$$

Діаметр циліндра.

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

$$D = 259,5 \text{ мм}$$

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

$$S = 339,4 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра

$$D = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 108,3 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

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

$$P_{ep} = 881,8 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

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

$$P_{esp} = 880,9 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 послідуочого розширення	δ	-	9,76
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{roz} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,51,28^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 17,02 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа (2)}$$

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

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	7,81	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 будемо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	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 $OO_1 = R\lambda/2 = 1700,236/2 = 20,06$ мм.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Найменування параметра	Значення	
	6ЧН26/34 (двигун-прототип)	6ЧН26/34
Тип двигуна		
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, η_m	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 запроєктованого двигуна 6ЧН26/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого 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 запроєктованого 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

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

де $p_{\text{ц}}$ – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

R – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

- сумарна сила

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_d = F_r + F_n, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

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

а) діаметр поршня	$D = 0,26 \text{ м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
в) ордината прийнята для $p_{\max}$	$h_{\max} = 250 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\max} = 12,5 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,72 = 0,236$
э) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно–поступально	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17 \text{ м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta \varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi n / 30 = 3,14750 / 30 = 78,5 \text{ с}^{-1}$.	

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	F_{Γ}	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{Γ}	F_{k}	F_{Γ}	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{Γ}	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

2.6 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність:	$P_e = 880 \text{ кВт}$
частота обертання колінвалу:	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
діаметр циліндру:	$D = 260 \text{ мм}$
хід поршня:	$S = 340 \text{ мм}$
число циліндрів:	$i = 6$
коефіцієнт тактності:	$Z = 4$
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H = 41743 \text{ кДж/кг}$
годинна витрата пального:	$B_r = 194,00 \text{ кг/год}$
індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,46$
ефективний к.к.д. :	$\eta_e = 0,40$
кількість свіжого заряду	$M_1 = 1,113 \text{ кмоль/кг}$
загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 1,145 \text{ кмоль/кг}$
температура залишкових газів	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
температура на початку стиску	$T_d = 339,9 \text{ К}$
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,25$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{Г}$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B^{\circ} \cdot Q_H^{\circ} / 3,6 = 194,00 \cdot 41743 / 3,6 = 2249,5 \text{ кВт} \quad Q_{\Pi} = 2249,5 \text{ кВт}$$

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

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі

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

$$Q_e = 880 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 880 / 2249,5 \cdot 100 \% = 39,1\%$$

$$q = 39,1\%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2249,5 \cdot 0,40 = 899,8 \text{ кВт}$$

$$Q'_e = 899,8 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

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

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.\Pi}$ - 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.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р.} + W_{вип}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0,11) \cdot 0,03 = 314,93 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,11$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип} = 0,03$$

					ПІННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$Q_w = 314,93 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 8,50 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру

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

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

$$P_n = 48,71 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n = 1000 \cdot 48,71 = 48,71 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 48,71 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п.}} = 314,93 + 48,71 = 363,64 \text{ кВт}$$

$$Q'_B = 363,64 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$\kappa = 1,3$ - коефіцієнт запасу.

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_{\text{в}} = 0,01410 \text{ м}^3/\text{с}$$

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 2,51 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 2,51 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}} = 314,93 + 48,71 + 1,75 = 366,16 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{в}} = 366,16 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 366,16 / 2249,5 \cdot 100 \% = 16,28 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')^{T_2} \cdot T_r - M_1 \cdot (mC_p')^{T_d} \cdot T_d \right] = \frac{194,00}{3,6}$$

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

$mC_p'' = 30,08$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 29,09$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 66,9$$

- температура на початку стиску.

$$Q_r = 768,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 768,3 / 2249,5 \cdot 100 \% = 34,2 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e = (314,93 + 197,1) - 363,64 = 145,9 \text{ кВт}$$

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

$$\text{де } \Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i = (120,00 / 0,63) \cdot 0,46 = 0,0876 - \text{доля втрат в механізмах}$$

двигуна.

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

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

тоді

$$Q_{MD} = 197,1 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 145,9 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$K = 1,4$ - Коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 10 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі.

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

$$\Delta T_m = 8 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_m = 0,01355 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_m \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,01355 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 8,34 \text{ кВт}$$

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 8,34 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{M2} = 1000 \cdot P_{MH} = 1000 \cdot 8,34 = 8,34 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 145,9 + 8,34 = 154,21 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100 \% = 154,21 / 2249,5 \cdot 100 \% = 6,86 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_{\epsilon} + Q_{\Gamma} + Q_M) = 2249,5 - (880 + 366,16 + 768,3 + 154,21) = 80,8 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100 \% = 80,8 / 2249,5 \cdot 100 \% = 3,6 \%$$

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:

- а) поршнева голівка, що з'єднується за допомогою поршневого пальця з поршнем;
- б) кривошипна голівка, що з'єднується з шатунною шийкою колінчастого валу;
- с) 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 такі 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 напруженістю виготовляють із сталі 5; для виготовлення дуже навантажених шатунів застосовують леговані сталі 18ХМА, 18ХНВА, 40ХНМА.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкості та напруженості, а також від масштабу виробництва. Форма шатуна має бути найбільш технологічною для прийнятого масштабу виробництва.

Шатуни двигунів індивідуального виробництва виготовляють за допомогою точіння, крупносерійного та масового виробництва – штамповкою. Шатуни двигунів з високою напруженістю 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 з шатуном 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 зменшення напружень переход має бути плавним, з максимально можливим радіусом.

Підшипник 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 ненапружених двигунах інколи застосовують заливку бабітом.

Змащування підшипника виконується примусово по отвору в стержні шатуна, що різко зменшує зношування втулки поршневої голівки, або розбризкуванням через отвори, які розташовані в найменш навантажених місцях.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Чим вища напруженість 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 більшості 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 визначається 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 масштабі виробництва;
- 2) двигуни середньої форсировки крупносерійного виробництва мають штамповані шатуни; з підвищенням форсировки приходить збільшувати міцність на втому шатуна поліруванням стрижня та нагартуванням поверхні обдувкою дробом;
- 3) для забезпечення жорсткості 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5) У швидкохідних двигунів звичайно $\lambda = 3,7 \dots 4,2$; у тихохідних $\lambda = 4 \dots 5$; чим менше λ , тим більший боковий тиск поршня на стінку 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 гнучкості”

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 від'ємною 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 стрижня шатуна. Поміж стрижнем та голівкою інколи ставлять прокладки для регулювання ступеню стиску. Роз'єм роблять також для забезпечення можливості витягування поршня із шатуном через циліндр при великому діаметрі шатунної шийки валу.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

- 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 запуску 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 нагружуються 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 центруючих 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 $0,85 \dots 0,95$ 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 $(0,15 \dots 0,20)d$).

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

- 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 збільшеними 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 двигуна - 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

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

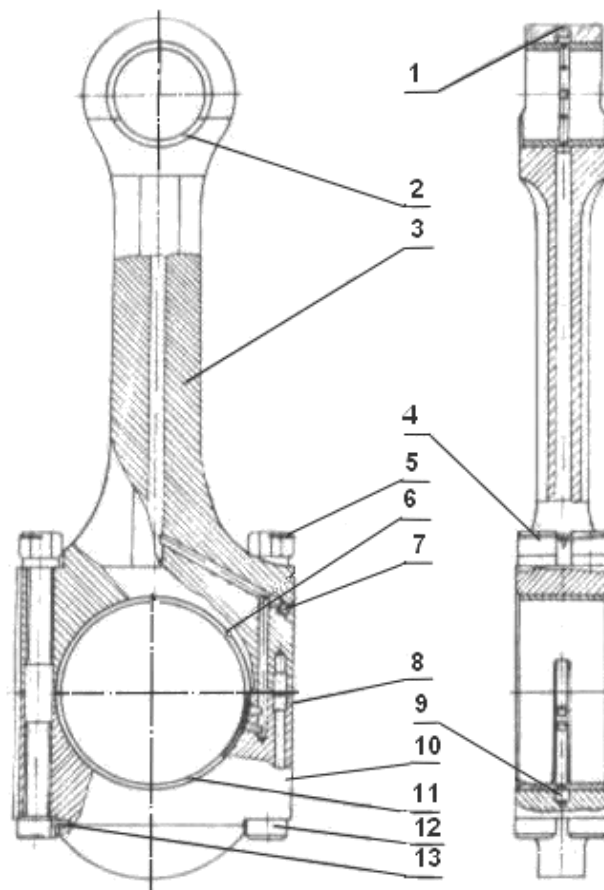


Рисунок. 3.1 Шатун

1,7 – пробка, 2 – втулка шатуна, 3 – стержень шатуна, 4 – дріт
контровочний $\varnothing 2$ 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 розему в кришці
10 і стержні шатуна 3, завдяки чому після обтискання підшипника

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

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 через 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

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

де $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ – питома вага масла;

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

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

$R = 0,17\text{м}$ – радіус кривошипу;

α – кут повороту кривошипа;

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

$L = 0,72\text{м}$ – довжина шатуна;

β - кут відхилення шатуна від середнього положення;

$r_{\text{ш}} = 0,5d_{\text{ш}} = 0,50,22 = 0,11\text{м}$ – радіус шатунної шийки колінчастого валу;

$r_{\text{в}} = 0,08\text{м}$ – радіус верхньої головки шатуна;

$h = 0,05\text{м}$ – 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 $P_{\text{и}}$

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

$$\begin{aligned} p_{\text{и}} &= 90078,5^2(0,17(\cos 0^\circ + 0,236\cos 20^\circ)\cos 0^\circ(0,72 - 0,11 + 0,08 + 0,05) - \\ &0,236^2(\cos 0^\circ / \cos 0^\circ)0,5((0,72 - 0,08)^2 - 0,11^2)) = \\ &= 810250 \text{ Н/м}^2 = 0,518 \text{ МПа} \end{aligned}$$

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

Знайдений тиск $p_{\text{и}}$, створений силами інерції, значний по величині, причому його величина перебільшує тиск в масляній магістралі двигуна, який складає $0,25 \dots 0,40 \text{ МПа}$. 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 зниженні тиску масла в системі двигуна.

Нормальний шлях масла в двигуні 6ЧН26/34 слідує: 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

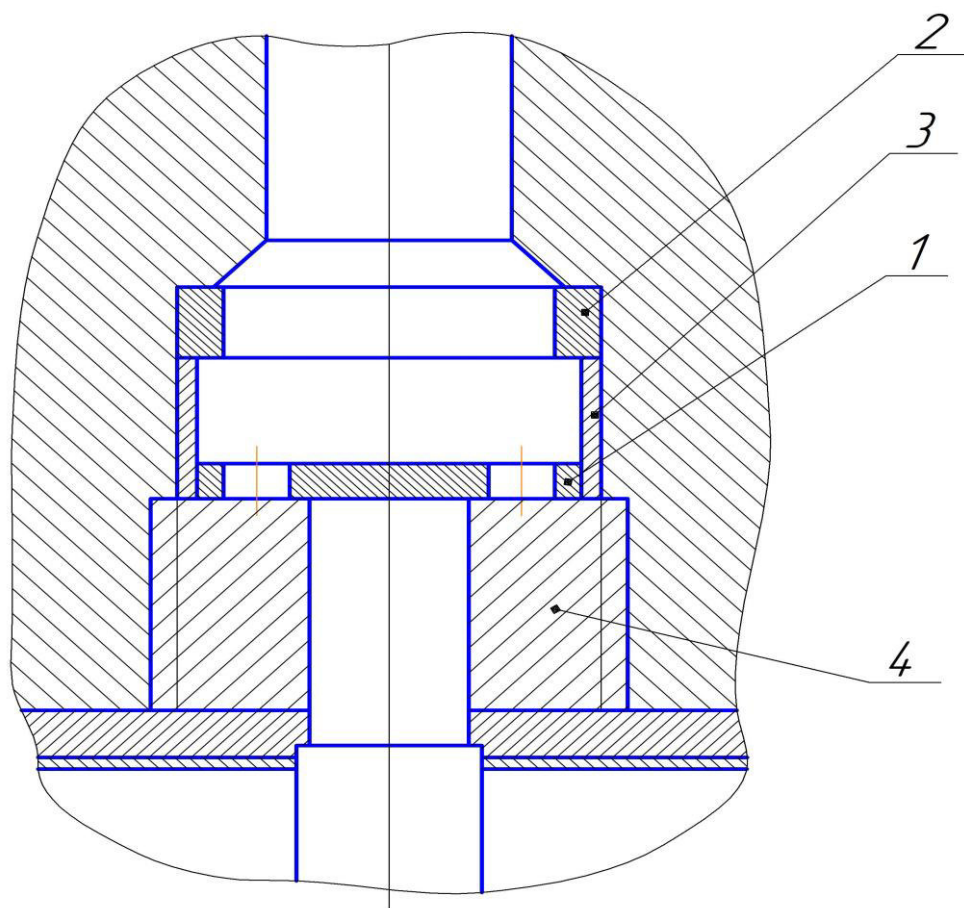
кільцеву канавку в шатунних вкладишах. Частина його витрачається на змащення шатунного вкладиша, а друга його частина із кільцевої канавки попадає через отвір у вкладиші в канал стержня шатуна, по якому направляється на змащення підшипника верхньої головки шатуна і через розпилювач на охолодження днища 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 циклу, 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 допомагають цьому руху, клапан не перешкоджає нормальному руху масла.

Незворотний клапан не складний по конструкції і складається із чотирьох деталей (рис.3.2): клапана 1, сидла 2, втулки 3, пробки 4. В стержні шатуна у нижньої головки виконується розточка, концентрична отвору в стержні для проходу масла; на дно розточки вставляється сидло 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 сидло. Сам клапан 1 представляє собою сталевий, загартований диск із шліфованими торцями, в якому по периферії виконані отвори. Клапан 1 може вільно рухатися поміж пробкою 4 та сидлом 2. Поверхня пробки 4 із сторони клапана також шліфована: по вісі пробки зроблено отвір такого діаметру, що при посадці клапана на сидло отвори в клапані не співпадають із отворами в сидлі.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



*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.

3.4 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	$m_{\Pi} =$	53,4	кг
6. Маса шатунної групи	$m_{\text{ш}} =$	82,4	кг
7. Конструктивні розміри шатуна:			
- довжина шатуна $L = (1,5 \dots 2,5)S$	$L =$	0,72	м
- діаметр отвору верхньої головки шатуна (діаметр поршневого пальця) $d_{\Pi} = (0,4 \dots 0,5)D$	$d_{\Pi} =$	0,11	м
- зовнішній діаметр втулки верхньої головки шатуна $d = (1,1 \dots 1,25)d_{\Pi}$	$d =$	0,120	м
- зовнішній діаметр верхньої головки шатуна $d_{\Gamma} = (1,4 \dots 1,8)d_{\Pi}$	$d_{\Gamma} =$	0,182	м
- довжина поршневої головки шатуна $l_{\text{ш}} = (0,35 \dots 0,45)D$	$l_{\text{ш}} =$	0,11	м
- діаметр отвору нижньої головки шатуна (діаметр шатунної шийки) $d_{\text{ш.ш.}} = (0,65 \dots 0,75)D$	$d_{\text{ш.ш.}} =$	0,220	м
- довжина кривошипної головки шатуна $l_{\text{к}} = (0,60 \dots 0,70)d_{\text{ш.ш.}}$	$l_{\text{к}} =$	0,108	м
- кут поміж площиною роз'єму кривошипної головки та вісью шатуна	$\beta =$	90	°
- відстань поміж шатунними болтами $c = (1,25 \dots 1,4)d_{\text{ш.ш.}}$	$c =$	0,272	м
- товщина стінки вкладиша шатуна $t_{\text{в}} = (0,025 \dots 0,04)d_{\text{ш.ш.}}$	$t_{\text{в}} =$	0,006	м
- висота поперечного перерізу стержня шатуна (двотавра) $h = (0,45 \dots 0,55)d_{\Gamma}$	$h =$	0,090	м

- ширина поперечного перерізу стержня шатуна (полки двотавра) $b = (0,60 \dots 0,85)h$	$b =$	0,070	м
- товщина стінки двотавра $a = (0,5 \dots 0,6)b$	$a =$	0,040	м
- товщина полки двотавра $t = (0,45 \dots 0,5)b$	$t =$	0,031	м

8. Матеріал з якого виготовлений шатун -
механичні властивості сталі 45:

Сталь 40ХФА ГОСТ4543-

- межа міцності	$\sigma_B =$	600	МПа
- межа текучести	$\sigma_T =$	340	МПа
- межа втоми при згинанні	$\sigma_{-1} =$	350	МПа
- межа втоми при розтягуванні - стисканні	$\sigma_{-1P} =$	280	МПа
- коефіцієнт приведення циклу при розтягуванні	$\alpha_\sigma =$	0,23	
- модуль пружності для сталі	$E_{ш} =$	220000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для сталі	$\alpha_{ш} =$	1,2E-05	С ⁻¹

9. Матеріал з якого виготовлена втулка верхньої
головки шатуна

Бронза БрАЖ-9-4-Л

- модуль пружності для бронзи	$E_b =$	115000	МПа
- коефіцієнт лінійного розширення для бронзи	$\alpha_{ш} =$	0,00002	С ⁻¹

10. Монтажний натяг посадки бронзової втулки
 $\Delta = 0,02 \dots 0,06$ мм

$\Delta =$	0,04	мм
------------	------	----

11. Температура верхньої головки шатуна при
роботі двигуна $t = 100 \dots 130$ °С

$t =$	110	°С
-------	-----	----

12. Коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,25 \dots 0,30$

$\mu =$	0,3
---------	-----

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

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$\omega =$	78,53	рад/с
------------	-------	-------

2. Радіус кривошипу $R = S/2$

$R =$	0,17	м
-------	------	---

3. Кривошипне відношення

$$\lambda = R/L$$

$\lambda =$	0,237
-------------	-------

4. Товщина стінки верхньої головки

$$h_r = 0,5(d_r - d)$$

$h_r =$	0,031	м
---------	-------	---

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

$$\sigma_{\max} = \frac{m_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)}{2 \cdot h_z \cdot l_{uu}}$$

$$\sigma_{\max} = 9,64 \text{ МПа}$$

5. Маштабний коефіцієнт, що враховує розміри шатуна $\varepsilon_M = 0,70 \dots 0,90$

$$\varepsilon_M = 0,75$$

6. Коефіцієнт поверхностної чутливості, що враховує шорсткість поверхні головки шатуна $\varepsilon_n = 0,65 \dots 0,95$

$$\varepsilon_n = 0,7$$

7. Ефективний коефіцієнт концентрації в перерізі I-I

$$K_\sigma = 1,2 + 0,00018 \cdot (\sigma_B - 400)$$

$$K_\sigma = 1,236$$

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

$$\sigma_m = 4,82 \text{ МПа}$$

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

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

$$n_\sigma = 17,3$$

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

$$\Delta_t = 0,105 \text{ мм}$$

11. Сумарний натяг

$$= \Delta + \Delta_t$$

Δ_Σ

$$\Delta_\Sigma = 0,145 \text{ мм}$$

12. Питомий тиск на поверхні контакту втулка-головка

$$p = \frac{\Delta_\Sigma}{d \cdot \left\{ \frac{\frac{(d_z^2 + d^2)}{(d_z^2 - d^2)} + \mu}{E_{uu}} + \frac{\frac{(d^2 + d_n^2)}{(d^2 - d_n^2)} - \mu}{E_\sigma} \right\}}$$

$$p = 11,4 \text{ МПа}$$

13. Напруження від сумарного натягу на зовнішній поверхні головки

$$\sigma_3 = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_z^2 - d^2}$$

$$\sigma_3 = 17,2 \text{ МПа}$$

13. Напруження від сумарного натягу на внутрішній поверхні головки

$$\sigma_{BH} = p \cdot \frac{d_z^2 + d^2}{d_z^2 - d^2} \quad \sigma_3 = 28,7 \text{ МПа}$$

Напруження 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 зворотно - поступально

$$m_j = m_n + 0,3m_{ш} \quad m_j = 78,12 \text{ кг}$$

2. Частина маси шатуна, що здійснює зворотно - поступальний рух $m_{ш.п.} = 0,3m_{ш}$

$$m_{ш.п.} = 24,72 \text{ кг}$$

3. Частина маси шатуна, що здійснює обертальний рух
 $m_{ш.к.} = m_{ш} - m_{ш.п.}$

$$m_{ш.к.} = 57,68 \text{ кг}$$

4. Маса кришки кривошипної головки $m_{кр.} = (0,20 \dots 0,30)m_{ш}$

$$m_{кр.} = 20,6 \text{ кг}$$

5. Максимальна сила інерції, що діє на кришку нижньої головки шатуна

$$F_i = \omega^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{ш.п.}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{ш.к.} - m_{кр.})]$$

$$F_i = 824491 \text{ Н}$$

6. Внутрішній радіус отвору кривошипної головки

$$r_1 = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b)$$

$$r_1 = 0,113 \text{ м}$$

7. Момент опору розрахункового перерізу $W_{зг.} =$

$$l_k \cdot (0,5 \cdot c - r_1)^2 / 6$$

$$W_{зг.} = 1E-05 \text{ м}^3$$

8. Момент інерції поперечного перерізу вкладиша шатунного

$$J_B = l_k \cdot t_B^3 / 12$$

$$J_B = 1,6E-09 \text{ м}^4$$

8. Момент інерції поперечного перерізу кришки шатуна

$$J_K = I_K \cdot (0,5c - r_1)^3 / 12$$

$$J_K = 1,2E-07 \text{ м}^4$$

9. Сумарна площа кришки та вкладиша в розрахунковому перерізі

$$F_K = I_K \cdot 0,5(c - d_{ш.ш.})$$

$$F_K = 0,00284 \text{ м}^2$$

10. Згинальна напруга в кришці та вкладиші

$$\sigma = F_i \cdot \left(\frac{0,023 \cdot c}{(1 + \frac{J_B}{j}) \cdot W_{3r}} + \frac{0,4}{F_K} \right)$$

$$\sigma = 62,8 \text{ МПа}$$

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 колоювання шатуна та в перпендикулярній площині

1. Площа поперечного перерізу стержня шатуна

$$A_c = h \cdot b - (b - a) \cdot (h - 2t)$$

$$A_c = 0,0055 \text{ м}^2$$

2. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі x

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

$$J_x = 4,3E-06 \text{ м}^4$$

3. Момент інерції перерізу шатуна відносно осі y

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

$$J_y = 2,6E-06 \text{ м}^4$$

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

$$L_1 = 0,545 \text{ м}$$

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

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L^2}{J_x} \cdot A_c$$

$$K_x = 1,184$$

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

$$K_y = 1 + \frac{\sigma_B}{\pi^2 \cdot E_{III}} \cdot \frac{L_1^2}{J_y} \cdot A_C \quad K_y = 1,176$$

6. Коефіцієнт концентрації напруг

$$K_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400) \quad K_\sigma = 1,236$$

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

$$F_{cti} = -0,1013 \text{ мН}$$

7. Максимальна сила, що стискує стержень шатуна

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad F_{ct} = 0,562 \text{ мН}$$

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискуючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{x \max} = 121,0 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{y \max} = 120,2 \text{ МПа}$$

8. Мінімальне напруження від розтягувальної сили

$$\sigma_{\min} = \frac{F_{cmi}}{A_{cm}} \quad \sigma_{\min} = -18,4 \text{ МПа}$$

9. Середнє напруження та амплітуди циклу навантаження стержня шатуна:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{mx} = 51,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{my} = 50,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x \max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{ax} = 69,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y \max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{ay} = 69,3 \text{ МПа}$$

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

$$n_x = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ax} \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_P} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{mx}}$$

$$n_x = 1,6$$

$$n_y = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_{ay} \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_P} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{my}}$$

$$n_y = 1,6$$

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

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:

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 поведінки 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: застібнути 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;

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 техпроцесами
- 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°C;
- 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;

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 вентиля 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°C, падіння тиску масла нижче 1,6 кг/см²;
- розривання паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

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 умов 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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним 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 слизоватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчини 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

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. Кваліфікаційна 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 $n=750 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність дизельного двигуна можна отримати при тиску наддува в колекторі двигуна $p_k = 0,252$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,25$.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

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 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,

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989. - 344с., ил.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под общей редакцией А.С. Круглова, М.Г. Круглова. «Машиностроение», 1985.
3. С.Х. Хеншелл, Среднеоборотные судовые дизели.: Перевод с английского. – «Судостроение» Л. 1976.
4. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004. -288с.
5. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
6. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
7. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
8. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
9. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
10. Дизель-генератор ДГА-800.Руководство по эксплуатации». Машиностроительный завод «Первомайскдизельмаш» Украина, г. Первомайск, Николаевской обл. 1999.

1. Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. -356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.: ил.
- 3.Дизель-генератор ДГА-800. Руководство по эксплуатации. Машиностроительный завод «Первомайскдизельмаш» Украина, г. Первомайск, Николаевской обл. 1999.

					ПННІ НУК 142.44.25.28 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		