

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 870 кВт.

Прототип - 6ЧН26/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Ліщенко С.С.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2024 р.

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

Студенту Ліщенко Сергію Сергійовичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 870 кВт. Прототип - 6ЧН26/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 03.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН26/34, номінальною потужністю 830 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. Двигун 6ЧН26/34 (СК). 2. Шатун (СК), 3. Стержень шатуна (РК),
4.Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування шатуна	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	12.04.2024	
6.	Розробка складального креслення шатуна	26.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення стержня шатуна	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	27.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	03.06.2024	

Студент _____ Ліщенко С.С.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра на тему «Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 870кВт» складається із Вступу, 4 розділів та 6 Додатків - 2 специфікацій та 4 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений детальний опис конструкції дизельного двигуна-прототипу 6ЧН26/34, виконані розрахунки робочого процесу проектного двигуна з визначенням його основних параметрів, розрахований тепловий баланс двигуна. Для побудови діаграм сил, що діють на КШМ дизеля виконаний динамічний розрахунок. Розробка покращеної конструкції шатуна проводилась по результатам аналізу наявних конструкцій шатунів у двигунах вітчизняного та зарубіжного виробництва. Також в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища при роботі ДВЗ, зроблено загальні висновки по виконаній бакалаврській роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ЧН26/34 (поперечний переріз), креслення шатуна складальне і робоче, специфікації на двигун та шатун, а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

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

Abstract

The explanatory note to the bachelor's qualification work on the topic "Development of an improved connecting rod design for a stationary diesel engine with a capacity of 870 kW" consists of an introduction, 4 chapters and 6 appendices - 2 specifications and 4 sheets of A1 format drawings.

In the textual part of the explanatory note, a detailed description of the design of the prototype diesel engine 6XH26/34 is given, calculations of the working process of the designed engine with determination of its main parameters are performed, and the thermal balance of the engine is calculated. A dynamic calculation was performed to construct the diagrams of the forces acting on the KSHM of the diesel engine. The development of an improved connecting rod design was carried out based on the results of the analysis of existing connecting rod designs in domestic and foreign engines. Also, in the qualification work, measures for labor protection and environmental protection during the operation of the ICE were developed, and general conclusions were drawn based on the completed bachelor's work. Appendices to the explanatory note contain drawings of the 6ChN26/34

engine (cross-section), assembly and working drawings of the connecting rod, specifications for the engine and connecting rod, as well as diagrams of forces acting on parts of the KShM.

Key words: diesel engine, work process, indicator diagram, dynamics diagrams, connecting rod, connecting rod rod, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН26/34 .	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вибір основних параметрів циклу.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	16
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	23
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	27
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН26/34.....	32
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШАТУНА	
3.1 Аналіз конструкцій шатунів двигунів внутрішнього згоряння.....	36
3.2 Опис конструкції шатуна двигуна-прототипу.....	41
3.3 Пропозиції по вдосконаленню конструкції шатуна.....	43
3.4 Розрахунок на міцність шатуна двигуна 6ЧН26/34.....	47
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	56
4.2 Захист навколишнього середовища.....	60
ВИСНОВКИ	63
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	65

					ПІННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Ліщенко				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірів	Грабовенко					н	3	70
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-22		

ДОДАТКИ

Додаток 1 Дизель 6ЧН26/34 (Поперечний переріз), А1.....	66
Додаток 2 Шатун СК, А1.....	67
Додаток 3 Стержень шатуна, РК, А1.....	68
Додаток 4 ШПГ серійної та вдосконаленої конструкції, СК, А1	69
Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	70

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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

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

На сьогодні розвиток конструкцій ДВЗ 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 застосування модернізованого чотиритактного дизельного двигуна 6ЧН 26/34 потужністю 870 кВт в якості приводного двигуна дизель-генератора 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 та покращить умови технічного обслуговування та ремонту обладнання.

Основна задача при модернізації двигуна – внесення найменшої кількості змін порівняно з базовим двигуном. Це здешевить модернізацію і значно прискорить виготовлення двигуна. Також можна буде використовувати те саме технологічне обладнання при виробництві деталей двигуна, що і для

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виготовлення деталей двигуна – прототипу. Використання шатуна покращеної конструкції, в якого вдосконалена схема підводу масла на охолодження головки поршня, суттєво покращить надійність роботи шатунно-поршневої групи та втулки циліндру і зменшить затрати на технічне обслуговування двигуна та його ремонт.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 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, паливopідкачний. 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 142.44.24.13 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 витоків 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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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

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

Корінний підшипник складається з двох сталєалюмінієвих 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 обжатому стані забезпечується тим, що у вільному стані вкладиші мають перевищення в площині роз'єму блоку і бугеля.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

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

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

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

Шатун.

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

У розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло з каналу поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки до отворів в пальці і далі в поршень.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвору, через які масло поступає з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, в отвори головки шатуна і потім в канал. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна 4-мя шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтами. Затягування гайок шатунних болтів виробляти рівномірно в два прийоми в перехресному порядку на 100° кожен після попереднього обжимання моментом 240 ± 10 Нм і стопорити дротом. Перед затягуванням змазати різьблення і площину зіткнення гайки з шатуном мастилом на основі 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.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вибір вихідних даних робочого циклу

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.

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 $1,1...1,15$

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [8]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [8] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [8]

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

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 50°C [8]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [8].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згорання $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [8]

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Потужність ефективна	$P_e = 870 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів двигуна	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,24 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,21$
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	$P_r = 0,23 \text{ МПа}$
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

$$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(0 - S) = 34013 \cdot 0,87 + 125600 \cdot 0,126 - 10900 \cdot (0 - 0) = 41290 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,4945$$

$$l_0 = 28,95L_0 = 28,9 \cdot 0,4945 = 14,3 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,21 \times 0,4945 = 1,0932 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$ $M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,063 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,21 - 1) \cdot 0,4945 = 0,1257 \text{ кмоль/кг}$$

азоту $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,79 \cdot 2,21 \cdot 0,4945 = 0,8636 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,0725 + 0,063 + 0,1257 + 0,8792 = 1,1248 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,25}{0,101} 4 \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 405,3 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = (0,9 - 0,95) \times 0,24 = 0,228 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{405,3 - 100 + 10}{750} \times \frac{0,23}{12,5 \times 0,228 - 0,23} = 0,037$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120^\circ)$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 100 \text{ К}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{405,3 - 100 + 10 + 0,037 \times 750}{1 + 0,037} = 330,8 K$$

,

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\varepsilon} \times \frac{T_\varepsilon - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,228}{0,24} \times \frac{405,3 - 100}{330,8 \cdot (1 + 0,037)} = 0,919$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_\varepsilon \times 10^6}{R_{II} \times (T_\varepsilon - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,24 \times 10^6}{0,24 \times (405,3 - 100)} = 2,74 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

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.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} = 0,228 \times 12,5^{1,38} = 7,44 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К} = 330,8 \times 12,5^{1,38 - 1} = 863,8 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{К)} =$$
$$= 19,88 + 0,002638 \times 863,8 = 22,16 \text{ Дж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,0932}{1,1248} = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,029 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,028$$

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

для N_2 : $mCv''_{N_2} = 21,55 + 0,001457T_Z$

для CO_2 : $mCv''_{CO_2} = 38,61 + 0,003349T_Z$

для H_2O : $mCv''_{H_2O} = 25,46 + 0,004438T_Z$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

$$= \frac{1}{1,1248} \left[0,0725 \times (38,61 + 0,003349) + 0,063 \times (25,46 + 0,004438) + 0,1257 \times (23,3 + 0,00155) + 0,8636 \times (21,55 + 0,001457) \right] \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + b \times T_Z = 23,07 + 0,0018 \times T_Z$$

де:

$$a = 23,07 \text{ КДж/моль}$$

$$b = 0,0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 23,049 \times T + 8,134, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 31,38 + 0,0018 \times T_Z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,38 \text{ КДж/кмоль} \times K$$

$$b = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c = 1,7 \times 7,44 = 12,65 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_C = \beta(mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де :

$$A = 0,0018$$

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$B = 32,26$$

$$C = 62047,8$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times}}{2 \times A} = \frac{-32,26 + \sqrt{32,26^2 + 4 \times 0,0018 \times 62047,8}}{2 \times 0,0018} = 1751,8 K$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,028 \times 1751,8}{1,6 \times 863,8} = 1,23$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,23} = 10,2$$

Середній показник політропи розширення.

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

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\delta} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{12,65}{10,2^{1,25}} = 0,70 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\delta} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1751,8}{10,2^{1,25-1}} = 988 \text{ К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$\frac{7,44}{12,5 - 1} \times \left[1,7 \times (1,23 - 1) + \frac{1,7 \times 1,23}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{10,2^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,583 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,95 \times 1,583 = 1,503 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\delta} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,503 \times 0,4946 \times 2,21}{41290 \times 2,74 \times 0,920 \times 10^{-3}} = 0,46$$

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(квт.год.)} = \frac{3600}{41290 \times 0,46} = 0,190 \text{ кг/(квт.год.)}$$

$$b_i = 0,189 \text{ кг/кВт.год}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

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

Середній тиск механічних втрат.

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

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1,503 - 0,215 = 1,289 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1,289}{1,503} = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

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

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{41290 \times 0,39} = 0,222 \text{ кг/(квт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e = 0,222 \times 870 = 193,3 \text{ кг/год}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{870}{1,289 \times 750} = 108,0 л$$

Робочий об'єм циліндра.

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

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{пр}/D_{пр} = 340/260 = 1,31$$

Діаметр циліндра.

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

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

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

$$\text{Діаметр циліндра } D = 260 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня } S = 340 \text{ мм}$$

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

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,289 \times 108,3 \times 750}{30 \times 4} = 871,9 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{871,9 + 870}{2} = 870,9 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{871,9 - 870}{871,9} \times 100\% = 0,2\%$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

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	1,503
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,44
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	12,65
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,23
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	10,2
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

$$p_{роз} = p_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 12,65 \cdot 1,23^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 16,4 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа (2)}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	7,44	148,8	12,65	253
1,27	5,33	106,6	12,65	253
1,5	4,58	91,6	10,27	205,4
2,0	3,10	62	7,17	147,5
2,5	2,30	46	5,42	108,4
3	1,79	35,8	4,32	86,4
4	1,22	24,4	3,01	60,2
5	0,90	18,0	2,28	45,6
7	0,57	11,4	1,54	30,8
9	0,41	8,2	1,09	21,8
10	0,35	7,0	0,96	19,2
12,5	0,24	4,8	0,70	14,0

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН26/34

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

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 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						24
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 $p_r = 0,23$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 7,44$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 12,65$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	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 $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 7,44 = 8,93$ МПа; $p_c'/m_p = 8,93/0,05 = 179$ мм.

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

$p_{zd}/m_p = 12,65/0,05 = 253$ 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 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						25
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 Г. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність: $P_e = 870 \text{ кВт}$

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:

$$Q_H = 41290 \text{ кДж/кг}$$

годинна витрата пального: $B_r = 193,3 \text{ кг/год}$

індикаторний к.к.д.: $\eta_i = 0,46$

ефективний к.к.д. : $\eta_e = 0,39$

кількість свіжого заряду $M_1 = 1,093 \text{ кмоль/кг}$

загальна кількість продуктів згорання $M_r = 1,125 \text{ кмоль/кг}$

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

температура на початку стиску $T_d = 330,8 \text{ К}$

коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,21$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введенної 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 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Pi} \cdot Q_H = 193,3 \cdot 41290 / 3,6 = 2217 \text{ кВт}$$

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

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 870 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 870 / 2217 \cdot 100 \% = 39,2\%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{\theta.n.}$$

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

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

$Q_{\theta.n.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{Г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,11 + 0,03) \cdot 2217 = 310,4 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

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

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,03$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 8,5) \cdot 10^3 = 120 \text{ мПа},$$

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

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 750 / 30 = 8,5 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,018 \cdot 750 / (30 \cdot 4) = 48,7 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,26^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,018 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\Pi} = P_{\Pi} = 48,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.3 Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 310,4 + 48,7 = 359,1 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді витрата охолоджуючої рідини: } V = \frac{Q_B \cdot 10^{-3} \cdot k}{\rho_B \cdot C_B \cdot \Delta T_B} = \frac{359,1 \cdot 1,3}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,0139 \text{ м}^3/\text{с}$$

$k = 1,3$ - коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$ - температурний перепад води в охолоджувачі води.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,00139 \cdot 98 / 0,55 = 2,5 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$ - ККД водяного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 2,5 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 310,4 + 48,7 + 2,5 = 361,6 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 361,6 / 2217 \cdot 100\% = 16,3\%.$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{193,3}{3,6 \cdot 22,4} [1,125 \cdot 30,08 \cdot 856 - 1,093 \cdot 30,16 \cdot 330,8] = 768 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 30,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_T = Q_T / Q_{II} \cdot 100 \% = 768 / 2217 \cdot 100 \% = 34,6 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M.D}) - Q_B = (310,4 + 156) - 361,6 = 105 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} = 0,07 \cdot 2217 = 156 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD}/P_{mi}) \cdot \eta_i = (120/1503) \cdot 0,46 = 0,070$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,3 \cdot 105}{900 \cdot 2,094 \cdot 10} = 0,0072 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,3$ - 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.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0072 \cdot 400000}{0,70 \cdot 10^3} = 4,6 \text{ кВт}$$

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

$\eta_M = 0,70$ - механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 4,6 \text{ кВт}$

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 156 + 4,6 = 160,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 160,6 / 2217 \cdot 100\% = 7,2\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 2217 - (870 + 361,6 + 529,5 + 160,6) = 95 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 95 / 2217 \cdot 100\% = 3,3\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	870	39,2
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	361,6	16,3
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	768	34,6
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	160,6	7,2
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	95	3,3
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	2217	100

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

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН26/34 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} | $h_{\text{max}} = 253 \text{ мм}$ |
| г) максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 12,65 \text{ МПа}$ |
| 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 Г графічної частини кваліфікаційної роботи.

Таблиця 2.6 Результати динамічного розрахунку

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

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.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція шатуна залежить від типу та призначення двигуна, від його швидкохідності 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 розбризгуванням через отвори, які розташовані в найменш навантажених місцях.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						37
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 приходиться 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.

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;

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

- 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.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

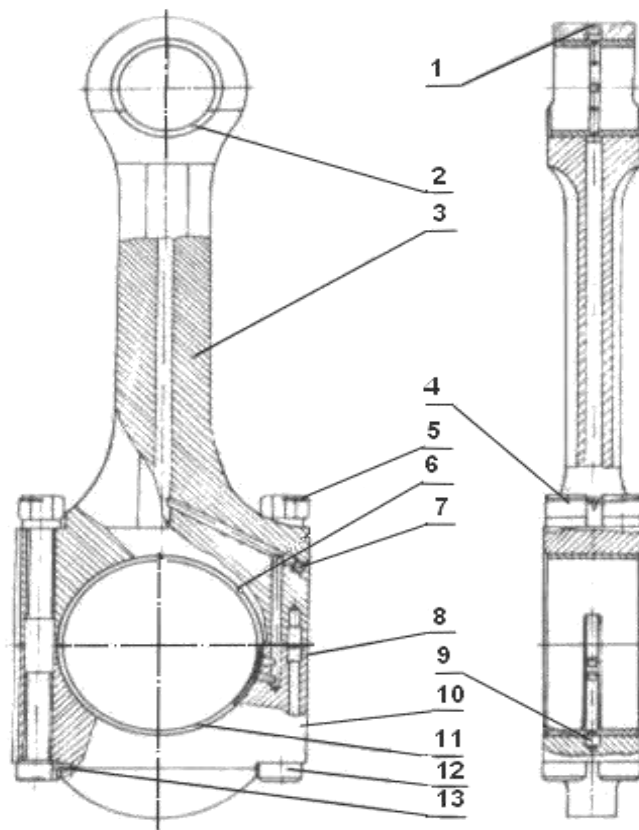


Рисунок. 3.1 Шатун

1,7 – пробка, 2 – втулка шатуна, 3 – стержень шатуна, 4 – дріт
контрольний $\varnothing 2$ 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 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.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

На обох торцях шатунного болта 5 є пази (площинки) 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 Пропозиції по покращенню конструкції шатуна

В сучасних двигунах широко застосовується подача масла по сверлінню в стержні шатуна на змащення головного підшипника і на охолодження поршня. В серійній конструкції шатуна дизеля 6ЧН26/34 масло із системи мащення поступає до кільцевої канавки рамового підшипника колінчастого валу і звідти по каналу, що з'єднує рамову та шатунну шийки, потрапляє в канавку нижнього вкладиша шатунного підшипника. Із цієї канавки масло через отвори в стінці нижнього вкладиша і системи каналів в нижній кришці і стержні шатуна потрапляє в канал, що виконаний в стержні шатуна і по якому масло попадає до підшипника верхньої головки шатуна забезпечуючи його змащування. Більша частина масла через радіальні отвори в поршневому пальці потрапляє в його герметичну порожнину і вже відтіля через канали в бобишках поршня потрапляє в камеру охолодження головки поршня. Камера охолодження днища поршня має конструкцію, яка забезпечує вловлювання масла в ній з наступним зливанням в картер.

Наявна схема каналів і отворів для підведення масла із масляної системи на охолодження головки поршня є складною і створює значний гідравлічний опір проходженню масла. Ситуація з подачею масла до верхньої головки та в камеру охолодження ускладнюється також силами інерції, які діють на потік масла і можуть суттєво впливати на витрату масла по вказаним каналам.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Крім того, технологічно важко виконати і проконтролювати співпадання положень осей каналів в кришці нижньої головки та стержні шатуна. При тривалій експлуатації двигуна не можна виключати накопичення бруду в місцях з'єднання каналів, що може стати причиною підвищеного зношування підшипника верхньої головки шатуна і зменшення потоку масла на охолодження головки поршня. Підвищена температура головки поршня погіршить роботу поршневих кілець, що може стати причиною задирів поршневих кілець, втулки циліндра і юбки поршня.

Завданням покращення конструкції шатуна є спрощення схеми підведення масла на змащування підшипника верхньої голівки шатуна та на охолодження головки поршня. Найбільш простим способом виконати це завдання є з'єднання осьового каналу в стержні шатуна безпосередньо із підшипником нижньої голівки шатуна. Але для цього необхідно щоб у верхньому вкладиші шатуна була така ж канавка, як і в нижньому вкладиші, тобто шатунний підшипник має бути із кільцевою канавкою. В такому разі стають непотрібними додаткові канали в кришці нижньої голівки та стержні шатуна, які складно виконувати технологічно. Відсутність вказаних додаткових каналів значно зменшить гідравлічний опір каналів для підведення масла до поршня. Також є можливість надійно контролювати якість виконання канавок і каналів. При цьому гарантується відсутність накопичення бруду на поверхнях каналів і канавок, що покращить надійність роботи підшипника верхньої головки шатуна. Наявність кільцевої канавки на робочій поверхні підшипника нижньої головки шатуна не зменшить його працездатності. Це підтверджується порівняльною оцінкою робочих площ опорних поверхонь підшипників верхньої і нижньої головок шатуна. Із рис.3.2 видно, що діаметр робочої поверхні підшипника верхньої голівки шатуна $\varnothing 110$ в два рази менше за діаметр робочої поверхні підшипника нижньої головки шатуна $\varnothing 220$. Отже, опорна поверхня підшипника нижньої головки шатуна в два рази більше за опорну поверхню підшипника верхньої головки шатуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Слід також відмітити, що навантаження на підшипник верхньої головки шатуна є більшим, ніж на підшипник нижньої головки. Крім того, умови роботи верхнього підшипника набагато гірші, ніж у нижнього підшипника, так як верхня головка шатуна здійснює лише коливальний рух відносно осі поршневого пальця, а шатунна шийка колінчастого валу здійснює обертальний рух відносно підшипника нижньої головки шатуна. Отже, працездатність шатуна покращеної конструкції забезпечується.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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	$p_{\max} =$	12,65	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 - механічні 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

$$= \sigma_a = 0,5 \sigma_{\max}$$

σ_m

$$\sigma_m = 4,82 \text{ МПа}$$

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

$$r_l = 0,5 \cdot (d_{ш.ш.} + 2t_b)$$

$$r_l = 0,113 \text{ м}$$

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

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

$$W_{зг.} = 1E-05 \text{ м}^3$$

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

$$F_{cm} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_j \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \quad F_{ct} = 0,570 \text{ мН}$$

7. Максимальне напруження в стержні шатуна від стискуючої сили:

- у площині коливання шатуна

$$\sigma_{x \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{x \max} = 122,7 \text{ МПа}$$

- у площині перпендикулярній до площини коливання шатуна

$$\sigma_{y \max} = K_x \cdot \frac{F_{cm}}{A_{cp}} \quad \sigma_{y \max} = 121,9 \text{ МПа}$$

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:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{x \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{mx} = 52,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{y \max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{my} = 51,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{x \max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{ax} = 70,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{y \max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_{ay} = 70,2 \text{ МПа}$$

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

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

$$n_x = 1,6$$

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

$$n_y = 1,6$$

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

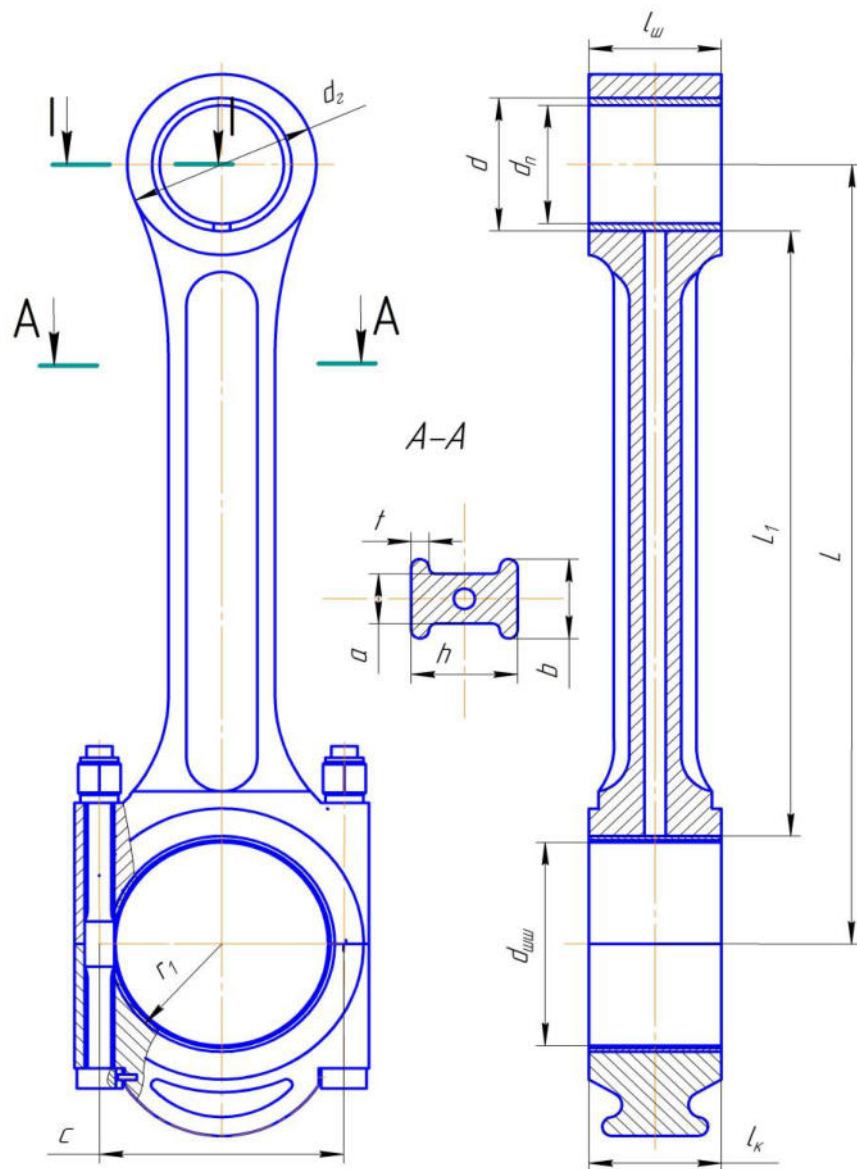


Рисунок 3.3 Розрахункова схема шатуна

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ

Лист

54

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 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						56
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 їжі;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

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

Вимоги безпеки перед початком роботи

- Привести в порядок робочий одяг: застебнути обшлаг рукавів, прибрати волосся під головний убір.
- Організувати своє робоче місце так, щоб все необхідне було під рукою. Якщо підлога мокра і слизька – посипати тирсою;
- Перевірити чи достатньо освітлено ваше робоче місце;

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						58
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 $1,6 \text{ кг/см}^2$;
- розривання паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі дзвонити в пожежну частину і прийняти заходи по ліквідації спалаху;

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка покращеної конструкції шатуна для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 870 кВт. Прототип – 6ЧН26/34" складається із розрахункових і пояснювальних матеріалів по дизельному двигуну 6ЧН26/34 і детальної розробки конструкції шатуна. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 4 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН26/34 потужністю 870 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 ($P_e = 870$ 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 двигуна $p_k = 0,24$ МПа, ступеню стиску $\varepsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,21$.

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 завдяки кращому охолодженню головки поршня. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої шатунно-поршневої групи та виконане обґрунтування конструкції шатуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Так як дизельний двигун 6ЧН26/34 є джерелом шуму і вібрації, значну 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 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

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. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. 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.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

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.

					ПННІ НУК 142.44.24.13 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		