

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції паливного насосу високого тиску для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ **Остапенко Д. М.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **к.т.н доцент кафедри** _____
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Нестеренко В. В.**
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2022 р.

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

Студенту Остапенко Дмитро Миколайович

1. Тема роботи: «Розробка конструкції паливного насоса високого тиску для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт.»

Керівник роботи Нестеренко В. В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

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

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 8ЧН13/14, номінальною потужністю 170 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 8ЧН13/14.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування ПНВТ

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизельний двигун 8ЧН13/14 (СК), 2. ПНВТ (СК), 3.Плунжер (РК), 4. Втулка плунжер (РК) 5.Індикаторна діаграма та діаграми динаміки (ІД)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції двигуна-прототипу	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування ПНВТ	05.04.2022	
5.	Розробка організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення двигуна 8ЧН13/14	18.04.2022	
7.	Розробка креслення ПНВТ	26.04.2022	
8.	Розробка креслення плунжера та втулки плунжера	28.04.2022	
9.	Побудова діаграм динаміки	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Остапенко Д. М.
(підпис)

Керівник роботи _____ Нестеренко В. В.
(підпис)

Анотація

Тема дипломного проекту «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт з розробкою конструкції паливного насоса високого тиску».

Двигун-прототип ЯМЗ-238 в дипломному проекті розроблено конструкцію паливного насоса високого тиску з допоміжним змащенням плунжерної пари. Проведено конструкторські розрахунки, в які входять: розрахунок робочого процесу дизельного двигуна, тепловий розрахунок, побудована індикаторна діаграма, так само проведено динамічний розрахунок з розробкою графіків.

Виконано розрахунки паливного насоса.

Визначено заходи з охорони праці, техніки безпеки та захисту навколишнього середовища.

До проекту додаються 4 аркуші креслень формату А1.

Summary

The theme of the degree project "Project 4-stroke diesel engine capacity of 170 kW with the development of the construction of a high pressure fuel pump."

Engine prototype YMZ 238 in graduation project design developed high pressure fuel pump with auxiliary lubrication plunzhernoj pair. A design calculations, which include: calculation of working process of a diesel engine, thermal calculation, based indicator chart, the same dynamic calculation conducted with development schedules.

Calculations fuel pump.

The measures on health, safety and environmental protection.

The project added four sheets of drawings A1.

ЗМІСТ

стор.

ВСТУП.....

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН13/14.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.....

2.2 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

2.3 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

2.4 Розрахунок теплового балансу.....

2.5 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ

3.1 Загальні відомості про паливні насоси високого тиску.... ..

3.2 Розрахунок паливного насосу високого тиску.....

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Заходи з охорони праці.....

4.2 Охорона навколишнього середовища.....

ВИСНОВКИ

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....

					ПІННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ				
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата					
Розробив		Остапенко			Пояснювальна записка		Літера	Лист	Листів
Перевірив		Нестеренко					н	3	72
							44-ЕМ-20		
Н. контр		Нестеренко							
Затвердив		Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1 Двигун дизельний 8ЧН13/14 (Поперечний розріз), ГК, А1.....

Додаток 2 ПНВТ, СК, А1.....

Додаток 3 Плунжер та втулка плунжера, РК, А1.....

Додаток 4 Діаграми індикаторна та сил, що діють в КШМ.....

					ПІННІ НУК 142.44.22.10 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВТУП

Сучасний розвиток людства призвело до значного збільшення споживання продуктів переробки нафти. Зі збільшенням видобутку нафти, збільшилася кількість відходів, яке утворюються в результаті видобутку, транспортування, переробки та зберігання. Загальна назва цих відходів - нафтошлами.

Нафтошлами, залежно від способу їх утворення, поділяються на такі групи:

- Придонні, які утворюються на дні різних водойм після розливу нафти;
- Утворюються при бурінні свердловин буровими розчинами на вуглеводневій основі;
- Утворюються при видобутку і очищення нафти від солей, твердих вуглеводнів і механічних домішок;
- Резервуарні нафтошлами, утворюються при зберіганні і транспортуванні в різноманітних резервуарах;
- Грунтові, які утворюються внаслідок розливів нафти.

В Україні найбільше нафтошламів утворюються при транспортуванні і зберіганні нафтопродуктів в різноманітних резервуарах. У склад нафтошламів входять тверді вуглеводні які випали в осад і механічні домішки (глина, пісок, окисли металів) просочені нафтопродуктами.

У зв'язку з постійним зростанням цін на нафтопродукти в Україні деякі фірми беруться за переробку даних нафтопродуктів.

В результаті переробки нафтошламів утворюється так зване вторинне паливо: бензин, гас, дизельне паливо і нафтококс.

У даному дипломному проекті поставлено завдання розробити паливний насос високого тиску.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 8ЧН13/14

Двигун Ярославського моторного заводу ЯМЗ-238 виконаний по конструктивній схемі з V-образним розташуванням циліндрів що. обумовлено прагненням зменшити довжину двигуна і його масу.

Даний двигун ЯМЗ-238 має високі техніко-економічні показники: велику потужність, підвищений термін служби, експлуатаційною надійністю і хорошою паливною економічністю.

Високі потужності і економічні показники обумовлені досконалим робочим процесом по четиритактному циклу і застосуванням неподіленої камери згорання в поршні. Всережимний регулятор автоматично з високою точністю підтримує будь-яке задане число оборотів двигуна.

До основних особливостей конструкції двигунів ЯМЗ відносяться:

кут розвалу циліндрів, рівний 90°

дві взаємозамінні головки блоку циліндрів

повно опорний колінчастий вал із загальною шатуною шийкою для кожної пари шатунів

центрально розташований розподільний вал системи газорозподілу і роликові штовхачі приводу клапанів, що коливаються;

паливна апаратура розділеного типу.

Характерною особливістю двигунів є також раціональне розміщення агрегатів, що у поєднанні з простотою конструкції робить їх доступними при експлуатації і для ремонту. Вузли і деталі, обслуговування яких обов'язково в процесі експлуатації, розташовані в доступних місцях, переважно в передній частині двигуна і в розвалі циліндрів

У передній частині двигуна на кришці шестерень розподілу розміщені водяний насос, вентилятор системи охолодження і щуп для контролю рівня масла в піддоні.

Водяний насос приводяться в дію ременем безпосередньо від шківа колінчастого валу двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

У верхній передній частині двигуна розташовані фільтр тонкого очищення палива, генератор системи електроустаткування, які кріпляться до верхньої кришки блоку. Генератор приводяться в дію ременем від шківа, встановленого на валу вентилятора.

На передньому торці блоку циліндрів з лівого боку розміщені фільтри грубого і тонкого (відцентровою) очищення масла.

Подовжній і поперечний розрізи двигуна ЯМЗ-238 показаний на рис 2 і 3. Вузли і агрегати двигуна розміщені в блок - камері. До переднього торця блоку болтами кріпиться лита ножовподібна кришка шестерень газорозподілу і приводу агрегатів. У порожнині між кришкою і передньою стінкою блоку розташовані передня противага системи урівноваження двигуна і шестерні приводу вентилятора, паливного насоса і газорозподіли, що знаходяться в зачепленні з шестернею колінчастого валу. Від шестерні колінчастого валу приводиться в дію також масляний насос, закріплений на кришці переднього корінного підшипника.

Знизу блок-картер закритий піддоном, який одночасно служить ємкістю системи мастила двигуна. З правого боку нижньої частини блок-картера на спеціальних ліжках встановлений електростартер для пуску двигуна. На привалочну площину кожного ряду циліндрів встановлюють взаємозамінні головки циліндрів, В головках циліндрів розташовуються клапанний механізм системи газорозподілу і форсунки. Порожнини клапанних механізмів в головках закриваються штампованими сталевими кришками, одна з яких має маслоналивний патрубок, службовець для заливки масла в двигун.

На бічних поверхнях головок із зовнішнього боку кріпляться випускні трубопроводи, а з боку розвалу - впускні трубопроводи і водовідвідні труби. На передніх кінцях водовідвідних труб встановлені термостати системи охолодження двигуна. Порожнини коробок термостатів сполучені з порожниною всмоктування водяного насоса спеціальними трубами, створюючими при закритих термостатах малий круг циркуляції рідини.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Впускні трубопроводи об'єднані перехідником, на якому встановлений повітряний фільтр. У розвалі циліндрів розміщений паливний насос високого тиску в зборі з регулятором числа оборотів, паливопідкачуючим насосом і автоматичною муфтою випередження уприскування палива.

До заднього торця блоку кріпиться картер маховика. На бічних поверхнях картера виконані майданчики для кріплення кронштейнів середньої опори двигуна. Знизу картер маховика має люк, закритий штампованою сталевую кришкою. Під кришкою закріплена стрілка-показчик положення колінчастого валу.

Блок-картер для підвищення жорсткості і зменшення деформацій має ребра на бічних стінках, поперечних перегородках і на нижній плиті блоку циліндрів. Площина роз'єму картера опущена набагато нижче за вісь колінчастого валу. Знизу картер закривається легким піддоном, що виштамповує з листової сталі. У піддон заливається масло для мастила деталей двигуна, що труться.

Гільзи циліндрів, відлиті з високоміцного чавуну, вставляються в розточування блок-картера і притискаються по верхньому бурту головкою блоку. Між зовнішніми поверхнями гільз і стінками блоку утворюється порожнина охолодження, для ущільнення якої на кожній гільзі знизу встановлено два гумові кільця.

У головці циліндрів розташовані клапани механізму газорозподілу – поодиноці впусканню і одному випускному на кожен циліндр і форсунка. До верхньої плити головки циліндрів кріпляться стійки з коромислами приводу клапанів, зверху вона закрита ковпаком. До торця головки кріпиться водозбірний трубопровід, по якому вода з порожнини охолодження відводиться до радіатора.

Клапани виготовлені з жароміцної сталі. На посадочну фаску випускного клапана наплавлений шар твердого сплаву. Сідла випускних клапанів, виготовлені з жароміцного чавуну, запресовані в головку циліндрів. Направляючі втулки клапанів з пористої металокераміки

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

володіють хорошими антифрикційними властивостями при високій температурі поверхонь тертя. Кожен клапан забезпечений двома пружинами. Тарілка пружини з'єднується з клапаном спеціальним замком, який забезпечує примусове повернення клапана під час роботи двигуна, що підвищує надійність клапана і сідла.

Розподільний вал – один на два ряди циліндрів, сталеві, штамповані, розташований у верхній частині картера в подовжній площині двигуна. Рух від кулачків, індивідуальних для кожного клапана, передається до клапанів роликowymi штовхачами, що коливаються.

Колінчастий вал виготовлений гарячим штампуванням із сталі. Перший і четвертий кривошипи розташовані під кутом 180° в площині, перпендикулярній до площини другого і третього кривошипів, зміщених щодо один одного теж на 180° . У восьмициліндрових двигунах з таким колінчастим валом і V-образним розташуванням циліндрів під кутом 90° спалаху рівномірно чергуються через 90° , всі сили інерції і моменти сил інерції другого порядку урівноважені, а моменти сил інерції першого порядку урівноважені противагами на колінчастому валу. На двигунах 8ЧН 13/14 встановлені знімні противаги на шести крайніх щокках і на вільному кінці колінчастого валу. Ще одна противага виконана у вигляді приливу на маховику. До заднього торця колінчастого валу кріпиться болтами чавунний маховик, який фіксується на валу двома призонними штифтами.

Кришки корінних підшипників, товщина яких збільшена в поперечному напрямі, кріпляться до поперечних перегородок блок-картера чотирма болтами, чим досягається необхідна жорсткість опор колінчастого валу. Поверхня стику кришок з опорами в блоці плоска.

Вкладиші корінних і шатунових підшипників виготовлені із сталеві стрічки з антифрикційним шаром з свинцевої бронзи. У верхньому вкладиші підшипників проточена канавка для підведення масла. Від провертання і осьового зсуву вкладиші фіксуються звичайним способом – виступами, що виштамповують на вкладишах, які входять в пази, вифрезеровані в опорах.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Дві пари бронзових півкілець, розташованих на п'ятій опорі, утворюють наполегливий підшипник колінчастого валу.

Шатуни двотаврового перетину штампуються із сталі. Поршневий підшипник шатуна є дві запресовані в його верхню головку втулки з антифрикційної бронзи. Масло для мастила підшипника підводиться від кривошипного підшипника по каналу в стрижні шатуна. Нижня головка шатуна має косий роз'їм під кутом 55° . Кришка цієї головки шатуна кріпиться двома болтами, які стопоряться замковими шайбами. Поверхня стику кришки з шатуном плоска.

Поршні відливаються з висококрем'янистого алюмінієвого сплаву. З шатуном поршень з'єднується пальцем плаваючого типу, який оберігається від осьового зсуву стопорними пружинними кільцями. Три компресійні кільця трапецеїдального перетину і два маслоз'ємних кільця одне з яких розташовано у верхній частині поршня, а друге у нижній. Поверхня верхнього кільця, що третя, покрита шаром пористого хрому. Виїмка в поршні утворює камеру згорання. Тангенціальний напрям впускного каналу створює в процесі наповнення вихровий рух заряду в камері згорання, що покращує сумішоутворення і згорання. Поршні двигуна не охолоджувані.

Паливні форсунки закритого типу зміщені щодо осі циліндра для підвищення термічної міцності перемичок головки між клапанами.

Паливний насос восьмиплунжерний, розміщений між рядами циліндрів. Його привід здійснюється відцентровою муфтою з автоматичним регулюванням випередження уприскування палива. Паливо проходить два ступені очищення - фільтри грубого і тонкого очищення.

Шестилопатевий вентилятор приводиться в рух від колінчастого валу шестернями.

Масляний насос двохсекційний, шестерний з приводом від колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

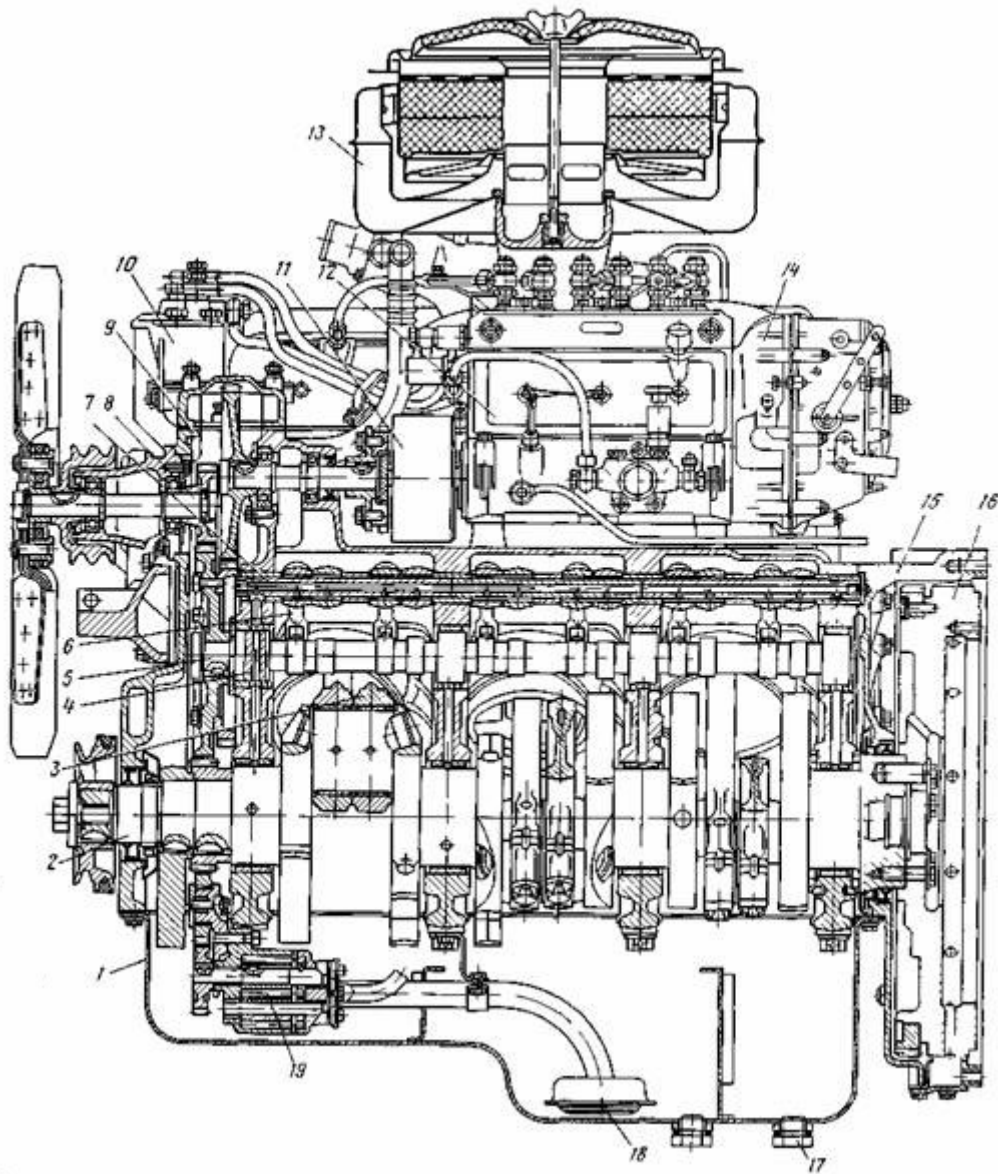


Рисунок 1.1 Подовжній розріз двигуна ЯМЗ-238

1 - масляний картер; 2 - колінчастий вал; 3 - шатун; 4 - блок циліндрів; 5 - розподільний вал; 6 - штовхач штанг клапанів; 7 - вісь штовхачів; 8 - вал приводу паливного насоса; 9 - кришка розподільних шестерень; 10 - фільтр тонкого очищення палива; 11 - автоматична муфта випередження уприскування палива; 12 - паливний насос високого тиску; 13 - повітряний фільтр; 14 - регулятор частоти обертання; 15 - картер маховика; 16 - маховик; 17 - пробка для спуску масла; 18 - маслозбірник; 19 - масляний насос.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ

Аркуш

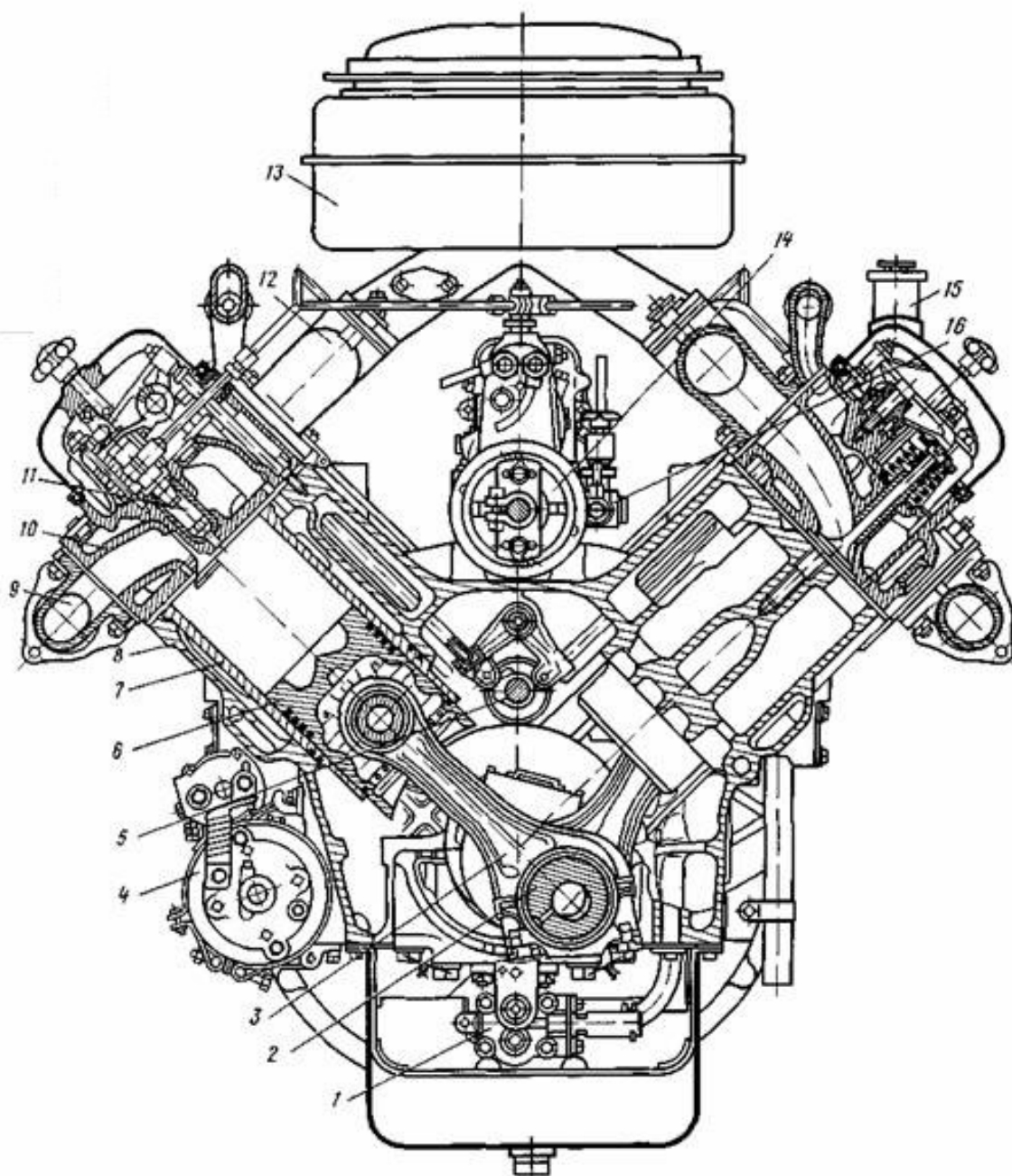


Рисунок 1.2 Поперечний розріз двигуна

1 - масляний насос; 2 - колінчастий вал; 3 - шатун; 4 - стартер; 5 - розподільний вал; 6 - поршень; 7 - гільза циліндрів; 8 - блок циліндрів; 9 - випускний трубопровід; 10 - головка циліндрів; 11 - форсунка; 12 - впускний трубопровід; 13 - повітряний фільтр; 14 - паливний насос високого тиску; 15 - маслозаливна горловина; 16 - паливopідкачуючий насос.

Система живлення

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ

Аркуш

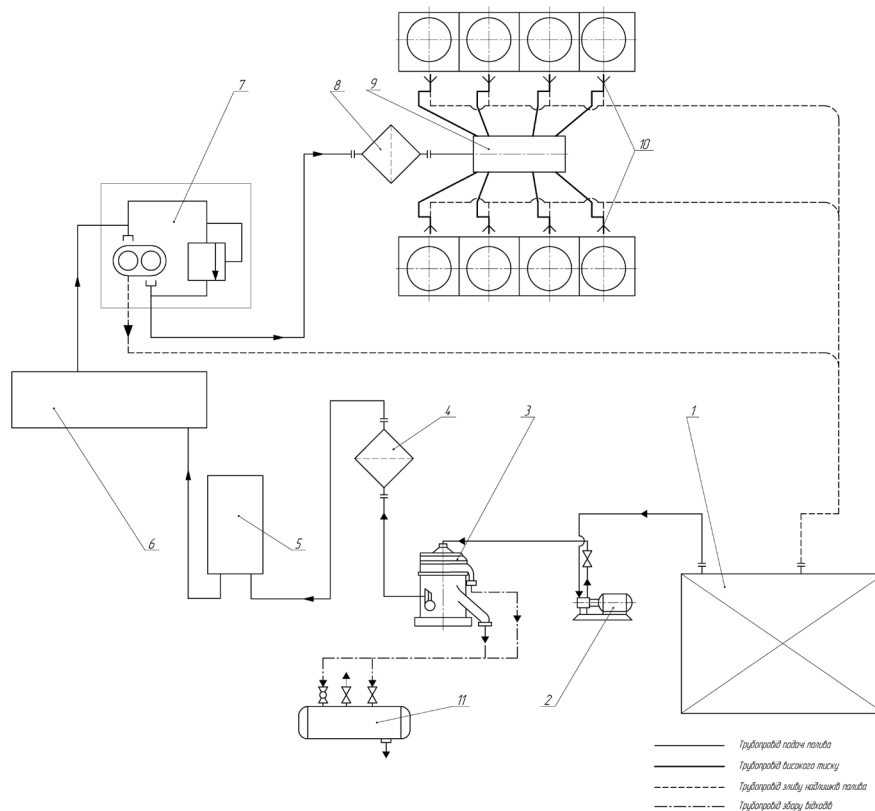


Рисунок 1.3 Схема системи живлення

1-бак палива основний, 2-паливо подаючий насос, 3-фільтр відцентровий очищення палива, 4-фільтр палива, 5-підігрівач палива, 6-бак палива тепло ізольований, 7- паливо підкачуючий насос, 8-фільтр тонкого очищення палива 9- паливний насос високого тиску, 10-форсунка, 11-бак для грязєвих відходів

Система живлення двигуна включає вузли, деталі і агрегати, призначені для ретельного очищення і рівномірного розподілу по циліндрах строго дозованих порцій палива.

Система живлення працює таким чином. Паливо з паливного бака 1 подається паливо подаючим насосом 2 через відцентровий фільтр очищення палива 3 і фільтр палива 4 до підігрівача палива 5 з якого паливо потрапляє до тепло ізольованого паливного баку 6 після чого засмоктується паливопідкачуючим насосом 7 та через фільтр 8 тонкого очищення палива. Паливо потрапляє до паливного насосу високого тиску 9 з насоса дозовані порції палива подаються по паливопроводу високого тиску у форсунки 10 для впрыскування в циліндри.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливopідкачуючий насос подає до насоса високого тиску палива більше, ніж це необхідно для роботи двигуна. Надлишки палива відводяться через перепускний клапан паливного насоса назад в паливний бак. Перепускний клапан, відрегульований на тиск палива 0,5-1,0 кгс/см², створює постійний тиск палива в каналах насоса, що забезпечує хороші умови заповнення над-плунжерного простору паливом незалежно від частоти обертання колінчастого валу двигуна. Крім того, циркуляція через перепускний клапан сприяє видаленню з палива бульбашок повітря, які при попаданні в під-плунжерний простір насоса можуть негативно вплинути на величину подачі палива. Видаленню бульбашок повітря з палива сприяє також безперервна циркуляція палива через жиклер фільтру тонкого очищення і по паливо проводу в бак. Паливо, що просочується в порожнину пружини форсунки через зазор між голкою і розпилювачем, відводиться в паливний бак.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ). Плунжерного типу, приводиться в дію від розподільного валу через шестерню приводу паливного насоса.

Насос має вісім насосних секцій, об'єднаних загалом, в алюмінієвому корпусі 10 з приводом їх від загального кулачкового валу 16. Разом з насосом високого тиску в цьому агрегаті об'єднані муфта автоматичного випередження уприскування, яка закріплена на передньому кінці кулачкового валу, регулятор частоти обертання, розміщений в корпусі 12, і паливо підкачуючий насос 13. Основним робочим елементом кожної насосної секції є плунжерная пара, що подає паливо до форсунки і складається з плунжера 46 і втулок 52.

Плунжер і втулку обробляють з високою точністю і спарюють один з одним не шляхом сумісного притирання, а методом селективної (вибірковою за розміром) збірки. Підібрану на заводі плунжерную пару надалі разукомплектовувати не можна: деталі замінюють тільки комплектно.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кожен паливний насос комплектується плунжерними парами однієї розмірної групи.

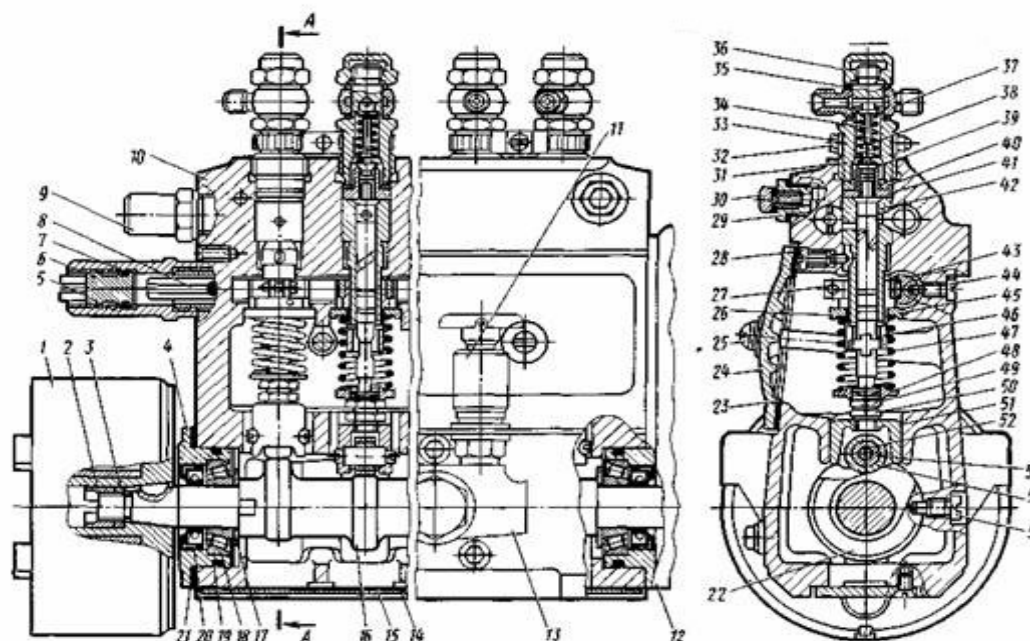


Рисунок 1.4 Паливний насос високого тиску

1 - автоматична муфта випередження уприскування палива; 2 - кільцева гайка; 3 - пружинна шайба 4 - кришка підшипника, 5- втулки; 6 - обмежувальний гвинт; кільце 7- ущільнювача; 9 - перепускний клапан, 10 - корпус; 11- ручний підкачуючий насос; 12 - корпус регулятора числа оборотів; 13 - паливопідкачуючий насос; 14 - нижня кришка; 15 - прокладка кришки; 16 - кулачковий вал; 17-шайба; 18 - роликовий конічний підшипник; 19 - кільце ущільнювача; 20 - сальник; 21 - регулювальні прокладки; 22 - опора кулачкового валу; 23 - прокладка кришки; 24 - бокам кришка, 25 - гвинти кріплення кришки; 26 - верхня тарілка пружини штовхача; 27 - стягнутий гвинт; 28 - настановний гвинт втулки плунжера; 29 - свертиш корпуси; 30 - пробка для випуску повітря; 31 - штуцер; 32 - стягнутий болт, 33 - сухар штуцера; 34 - упор клапана; 35 - шайба ущільнювача; 36 - колпачкова гайка; 37 - сполучний ніпель; 38-пружина нагнітального клапана; 39 нагнітальний клапан; 40 - прокладка; 41 - сидло нагнітального клапана; 42 - втулка плунжер 43 - зубчатий вінець; 44 - стопорний гвинт, 45 - втулка зубчатого вінця; 46 - плунжер; 47 - пружина штовхача, 48- нижня тарілка пружини штовхача; 49 - регулювальний болт; 50 - контргайка; 51 штовхач плунжера; 52 - вісь ролика; 53 - втулка ролика; 54 - ролик штовхача; 55- стопорний гвинт.

Нижня частина плунжера має два направляючі виступи, що входять в пази поворотної втулки 45, встановленою на втулці плунжера. На поворотній втулці стягнутим гвинтом закріплений зубчатий вінець 43, що знаходиться в зачепленні з рейкою 8 паливного насоса. Ця рейка пересувається регулятором; при цьому одночасно повертаються всі

									Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					

ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ

поворотні втулки, а, отже, і плунжери у втулках всіх восьми насосних секцій. Таким чином, змінюється кількість палива, що подається.

Необхідне положення рейки по відношенню до зубчатого вінця визначається стопорним гвинтом, що входить в подовжній паз рейки. Кутовим зсувом поворотної втулки 45 щодо зубчатого вінця 43 при ослабленому гвинті регулюється подача палива кожної секції насоса.

Під дією пружини 47 плунжер нижньою головкою через верхню тарілку 26 пружин штовхача щільно притискається до головки регулювального болта 49, укрученого в штовхач плунжера. Інший кінець пружини 47 спирається на нижню тарілку 48, встановлену в кільцевій виточці корпусу насоса.

Штовхач роликком 54 притискається до кулачка валу 16 і від повороту фіксується віссю ролика, виступи якої входять в пази на розточуваннях корпусу насоса. Ролик штовхача має плаваючу втулку.

Під дією кулачка валу 16 насоса і пружини 47 плунжер здійснює у втулці поворотно-поступальний рух. Регулювальний болт 49, укручений в штовхач, стопориться контргайкою 50 і служить для регулювання почала подачі палива. На верхньому торці втулки 42 плунжера встановлений нагнітальний клапан 39, притискуваний до сидла 41 пружиною 38. Нагнітальний клапан служить для роз'єднування нагнітального і всмоктуючого трубопроводів при ході плунжера вниз.

Нагнітальні клапани так само, як і плунжерні пари, по гідравлічній щільності діляться на дві групи. Паливні насоси комплектують нагнітальними клапанами тільки однієї групи. Розкомплектовка пари клапан-сідло в процесі експлуатації недопустима так само, як і плунжерної пари.

Осьове переміщення кулачкового валу 16 в підшипниках допускається в межах 0,01 - 0,07 мм. Для усунення зайвого переміщення валу служить набір регулювальних прокладок 21 рейка 8 паливного насоса переміщається

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

в направляючих втулках, запресованих в корпус насоса. Виступаючий з насоса кінець рейки захищений втулкою 5, в яку укручений гвинт 6, що обмежує потужність двигуна під час обкатки. Цей гвинт законтрив дротом і опломбований.

У верхній частині корпусу насоса є канали для підведення і відведення палива, по яких воно поступає до плунжерних пар. Надмірна кількість палива відводиться через перепускний клапан 9.

Паливо, що подається підкачуючим насосом, поступає через вхідний отвір у втулці плунжера в надплунжерний простір. При русі плунжера вгору паливо спочатку перетікає назад в паливоподаючий канал до тих пір, поки верхня кромка торця плунжера не перекриє вхідний отвір. Паливо починає стискатися, і при тиску 10-18 кгс/см² нагнітальний клапан, долаючи опір пружини, піднімається, а паливо поступає в паливопровід високого тиску до форсунки. При подальшому русі плунжера 46 вгору тиск в паливопроводі зростає і досягши величини 200 кгс/см² відбувається уприскування палива форсункою в камеру згорання. Продовжуючи рухатися вгору, плунжер своєю гвинтовою кромкою відкриває вихідний отвір у втулці, сполучений з відвідним каналом. У міру відкриття вихідного отвору тиск палива над плунжером різко зменшується, а нагнітальний клапан під дією пружини починає закриватися. При русі плунжера вниз під дією пружини штовхача надплунжерний простір заповнюється паливом і процес повторюється.

Кількість палива, що подається кожною секцією за один хід плунжера, визначається довжиною ходу нагнітання. Довжина ходу нагнітання змінюється поворотом плунжера щодо його втулки, тобто зміною положення гвинтової відсічної кромки плунжера щодо вихідного отвору втулки.

Таким чином, дозування кількості палива, що подається, здійснюється зміною не почала, а кінця подачі палива

Форсунка. Призначена для уприскування в камеру згорання двигуна палива в дрібнорозпиленому стані. На двигуні встановлені форсунки

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

закритого типу з багатодірчастим розпилювачем і гідравлічно керованою голкою. Форсунки розташовані в головці циліндрів (у латунних стаканах) проти кожного циліндра між клапанами і закріплені скобою. Кінець розпилювача форсунки входить в камеру згорання.

Основні деталі форсунки - розпилювач 3 з голкою 4, пружина 9 і регулювальний гвинт 10 змонтовані в корпусі форсунки 1. До нижнього торця корпусу форсунки гайкою 2 приєднаний корпус розпилювача 3, усередині якого знаходиться замочна голка. Ущільнення між торцями корпусів розпилювача і форсунки досягається шляхом ретельної обробки цих поверхонь з подальшим притиранням їх без додаткових ущільнюючих деталей. Так само, як плунжерная пара і нагнітальний клапан паливного насоса, розпилювач з голкою підбирають парами, і розкомплектовка їх в процесі експлуатації не допускається.

У нижній частині корпусу розпилювача є чотири соплові отвори, через яких паливо вприскується в камеру згорання. Внутрішній отвір корпусу розпилювача переходить в конус, який служить сидлом ущільнюючий конус голки. Розпилювач зафіксований щодо корпусу форсунки двома штифтами 6.

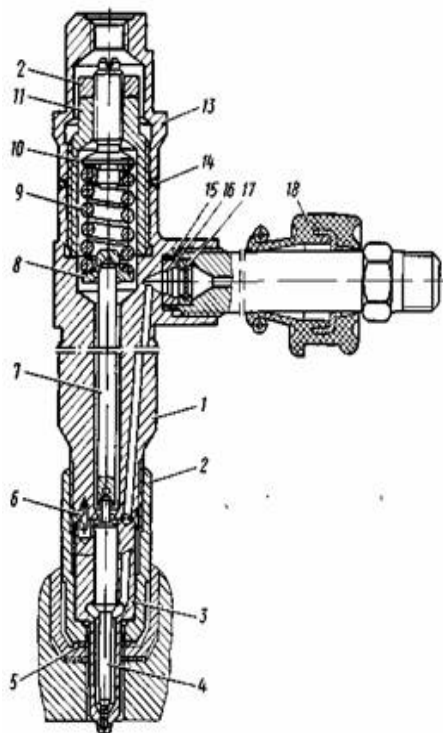


Рисунок 1.5 Форсунка:

- 1-корпус форсунки; 2-гайка розпилювача;
- 3-розпилювача; 4-голка розпилювача;
- 5-шайба ущільнювача; 6-штифт; 7-штанга;
- 8-тарілка пружини; 9-пружина;
- 10-регулювальний гвинт; 11-гайка пружини;
- 12-контргайка регулювального гвинта;
- 13-ковпак; 14-шайба ущільнювача;
- 15-штуцер; 16-втулка; 17-фільтр;
- 18-ущільнювач штуцера.

У верхню частину корпусу форсунки укручена гайка 11, на яку навернений ковпак 13 з шайбою ущільнювача 14. У гайку знизу укручений регулювальний гвинт 10, що упирається запличиками в пружину 9. Інший кінець пружини через тарілку 8 тисне на штангу 7, яка

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

нижнім кінцем з кулькою притискує голку до гнізда розпилювача, закриваючи вихідний отвір. Зусилля попереднього затягування пружини регулюється гвинтом 10, що фіксується контргайкою 12. У корпусі збоку на різьбленні укрупнений штуцер 15, по якому паливо підводиться до форсунки. В кінці штуцера встановлений сітчастий фільтр 17 для останнього очищення палива перед надходженням до голки. Гумове ущільнення 18 на штуцері служить для герметизації простору головки циліндрів в місці, де штуцер прикривається кришкою головки. Під торець гайки розпилювача підкладена мідна гофрована шайба, що запобігає прориву газів.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до спроектованого двигуна.

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

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

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

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

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

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі газового двигуна 8ЧН 13/14, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна 8ЧН 13/14

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Частота обертання колінчатого валу	об/хв	1500
Середній ефективний тиск	кПа	905
Ефективна потужність	кВт	160
Питома ефективна витрата палива	г/кВтг	0,238

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	170 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1500 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\epsilon =$	16
Число циліндрів	$i =$	8
Тиск наддуву	$P_b =$	0,17 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,09 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	700 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85
Коефіцієнт повноти індикаторної діалрами	$\xi =$	0,9

Паливо:

ДИЗЕЛЬНЕ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 0,01$$

Найнижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) \text{ кмоль/кг}$$

$$L_0 = 0,494544 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість свіжого заряду

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

$$M_1 = 1,087996 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,0717 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,1246 \text{ кмоль/кг}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} \quad 0,8595 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 1,1208 \text{ кмоль/кг}$$

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$n_k = 1,5$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$T_b = 349,69 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,9

$$P_d = 0,153 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $\Delta T_1 = (30 - 50^0)$ ступінь охолодження повітря.

$$\Delta T_1 = 30 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,02$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 346,24 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,87$$

Густота заряду на впускі.

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

$R_{II} = 287 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$ - Універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_\varepsilon = 1,85 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,330$$

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} =, \text{МПа}$$

$$P_c = 6,11 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 864,45 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$m C v' = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$m C v' = 22,16 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,03$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,03$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

де:

$$a = 23,07$$

$$b = 0,002$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8.134, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \times K$$

де:

$$a = 31,20$$

$$b = 0,002$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 12,22 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

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

Після підстановки одержим квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,002$$

$$B = 32,123$$

$$C = 65818,93$$

Звідки:

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

$$T_z = 1854,77 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,10$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 14,49$$

Середній показник політропи розширення.

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,20$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, MPa$$

$$P_{\epsilon} = 0,494 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1086,69 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1,209 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1,088 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,500$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кз/квт год}$$

$$v_i = 0,169 \text{ кг/квт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,14 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 7 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,1716 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 0,916 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,842$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,42$$

Питома ефективна витрата палива.

$$e_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} =, \text{кз/квт год.}$$

$$e_e = 0,201 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

$$B = \varphi_e \times P_e =, \text{кг} / \text{год}$$

$$B = 34,16 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 14,84 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 1,855232 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{IP}}{d_{IP}}$$

$$d_{IP} = 0,13 \text{ м}$$

$$m = 1,076923$$

$$d = 129,95 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 139,95 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 130 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_s = 14,86 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 170,19 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 170,10 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,1120 \%$$

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	170,00	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1500	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	130	мм
хід поршня:	$S =$	140	мм
число циліндрів:	$i =$	8	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	34,1601	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,50	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,42	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,088	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,121	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	700	К
температура на початку стиску	$T_d =$	346,2	К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2	

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{\Pi} = 403278,79 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 170000 \text{ Дж/сек}$$

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

$$q = 42,15 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 170000 \text{ Дж/сек}$$

Виравовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = 0,00 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{\theta.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{CT} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.}=0 \quad W_{г.р.}=0,09-0,16 \quad 0,11$$

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вип.}=0,01-0,05 \quad 0,04$$

$$Q_w = 60491,818 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де $a=0,09$ $b=0,012$ - коефіцієнти для визначення середнього

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \begin{array}{l} \text{тиску механічних втрат} \\ \text{середня швидкість поршня} \end{array}$$
$$C_m = 7 \quad \text{м/с}$$
$$P_{\text{мд}} = 171,6 \quad \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 102,96 \quad \text{кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0018573 \text{ м}^3$$

$$P_n = 19,1 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 19122,864 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 79614,682 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{mv} \cdot \Delta T_v}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{с}} = 10 \quad \text{К}$$

$$V_{\text{в}} = 0,0025 \quad \text{м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,85$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,28 \quad \text{кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{\text{в.н.}} = 284,8 \quad \text{Дж/сек}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{с}} = 79899,475 \quad \text{Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{с}} = Q_{\text{с}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \%$$

$$q_{\text{с}} = 19,81 \quad \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{Г}} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (m C_p'')_{t_0}^{t_2} \cdot t_r - M_1 \cdot (m C_p)_{t_0}^{t_d} \cdot t_d \right]$$

$m C_p'' = 33,934$ Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$m C_p = 29,133$ Ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 427 \quad \text{Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 73,24 \quad \text{Температура на початку стиску.}$$

$$Q_r = 132075,38 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_r = 32,75 \quad \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\theta}$$

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

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

$$P_{mi} = 1,088 \text{ МПа середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,079$$

тоді

$$Q_{MD} = 31835,777 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 12428,12 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$$K = 1,2 - 1,5 \text{ - Коефіцієнт запасу}$$

$$K = 1,5$$

$$\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3 \quad \text{щільність масла}$$

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

$$DT_m = 6-15 \text{ К} \quad \text{Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна}$$

$$DT_m = 12 \text{ К}$$

$$V_m = 0,0008243 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 0,361 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 360,64 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 12788,761 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,17 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_\theta + Q_\Gamma + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 8515,1699 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,11 \quad \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	170000	42,15
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	79899,5	19,81
теплота, яка виноситься випускними газами	132075	32,75
теплота, яка відводиться маслом	12788,8	3,17
невраховані теплові втрати	8515,17	2,11
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	403279	100

Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,209	МПа	Теоретичний середній індикаторний тиск.
$P_{mi}^{\text{д}} =$	1,088	МПа	Дійсний середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,15	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,33		Показник політропи стиску.
$\epsilon_c =$	16		Ступінь стиску.
$P_{\max} =$	12,22	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,20		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,10		Ступінь попереднього розширення.
$m_v =$	20	мм	масштаб по осі абсцис (15 - 20);
$l_v =$	300,0	мм	довжина індикаторної діаграми;
$l_p =$	210,0	мм	висота індикаторної діаграми;
$m_p =$	0,050	МПа/мм	масштаб по осі тиску.

Формули для розрахунку.

$$P_c = \frac{P_d \times \epsilon^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{кПа} \qquad P_p = \frac{P_{\max} \times \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{кПа}$$

Таблиця 2.3

Результати розрахунку

V/V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	6,112	122,2		
1,10	5,355	107,1	12,224	244,5
1,5	3,564	71,3	8,467	169,3
1,75	2,904	58,1	7,037	140,7
2	2,431	48,6	5,995	119,9
3	1,418	28,4	3,685	73,7
4	0,967	19,3	2,610	52,2
5	0,719	14,4	1,996	39,9
6	0,564	11,3	1,604	32,1
7	0,459	9,2	1,333	26,7
8	0,385	7,7	1,136	22,7
9	0,329	6,6	0,986	19,7
10	0,286	5,7	0,869	17,4
11	0,252	5,0	0,775	15,5
12	0,224	4,5	0,698	14,0

Продовження таблиці 2.3

14	0,183	3,7	0,580	11,6
15	0,167	3,3	0,534	10,7
16	0,153	3,1	0,494	9,9

На основі розрахунків побудована теоретична індикаторна діаграма.
Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{ мм}$$

$$\begin{aligned} V_s &= [AB] = 300 \text{ мм} && \text{Приведенний робочий об'єм} \\ V_c &= 20 \text{ мм} \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\mathcal{A}}|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

$$P_{mi \text{ ср}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\mathcal{A}}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,148$$

$$\Delta P_{mi} = 3,684 \%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Для виключення продування і занедбаності газів з циліндрів в ресівер, а також допустимого погіршення коефіцієнта наповнення необхідно встановити фази:

Кінець випуску - не менше 25° п.к.в. за ВМТ (якщо менше, відбувається підтискання газу при підході поршня до ВМТ, у зв'язку з чим збільшуються коефіцієнт залишкових газів і температура заряду).

Початок впускання - не менше 15° п.к.в. до ВМТ (менше – відбувається дроселювання газоповітряної суміші з падінням коефіцієнта наповнення і можливим підсосом газів з вихлопного колектора).

Кінець впускання - не менше 25° п.к.в. за НМТ

Виходячи з цього слід встановити фази (допуск $\pm 5^\circ$ п.к.в.).

$C', \text{ДоВМТ}$ точка подачі палива форсункою.
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).

$f, \text{ДоВМТ}$ точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ^\circ \text{ПКВ}$

$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$ кут після ВМТ, де тиск максимальний

$b', \text{ПісляВМТ}$ точка відкриття випускного клапану

$r', \text{ДоВМТ}$ точка відкриття впускного клапану

$r'', \text{ПісляВМТ}$ точка закриття випускного клапану

$d', \text{ДоВМТ}$ точка закриття впускного клапану

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

Z_d точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,265	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	300	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,090	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,035	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	140	мм Хід поршня.
$P_c =$	6,11	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	12,22	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 2.4

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначення точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	18	0,062	9,2
$\varphi, \text{ДоВМТ}$	8	0,012	1,8
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	15	0,043	6,4
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,721	258,1
$r', \text{ДоВМТ}$	20	0,076	11,4
$r'', \text{ПісляВМТ}$	20	0,076	11,4
$d', \text{ДоВМТ}$	120	1,599	239,9

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{мм} \quad 2,57$$

Тиск газів в ВМТ.

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$$

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 7,33 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 209,5 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

для дизельних двигунів: $P_{zd} = P_{\max}$

$$P_{zd} = 12,22 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 349,2 \text{ мм}$$

На основі розрахунків дійсної та теоретичної індикаторної діаграми побудована розгорнута індикаторна діаграма.

Поправка Брікса

$$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}, \text{ мм}$$

$$OO' = 9,275 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = 0,47 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 19,88 \text{ мм}$$

Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

Таблиця 1.3 Порівняльна таблиця ефективних показників двигунів

Назва	Позначення	Проектований двигун	Двигун-прототип
Ефективна потужність, кВт	P_e	170	150
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	n	1500	1500
Максимальний тиск згоряння, МПа	$P_{\max}$	12,22	12
Діаметр, мм	d	130	130
Хід поршня, мм	S	140	140
Число циліндрів	i	8	8
Ступень стиску	ε	16	12
Питома ефективна витрата палива, $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \times \text{год}}$	ν_e	0,201	0,21

Розрахований мною двигун має більшу потужність, ніж двигун - прототип, за рахунок збільшення ступені стиску. Також спроектований двигун має більший максимальний тиск згоряння за рахунок збільшення ступені стиску. Діаметр та хід поршня такі ж самі як і у двигуна - прототипу. Питома ефективна витрата палива менша ніж у двигуна прототипу за рахунок збільшення коефіцієнту наповнення.

					ПІННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

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

Вихідні дані:

$d=$	0,130	м - діаметр циліндра
$s=$	0,14	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,27	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,07	м - радіус кривошипа
$n=$	1500	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	4,30	кг - маса деталей, що рухаються зворотно-поступально
$m_F=$	1,00	кН/мм - масштаб сил
$m_p=$	0,03	МПа/мм масштаб тиску.

Кутова швидкість

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

$$\omega = 157,0 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A = 0,013 \quad \text{м}^2$$

Сила тиску газу

$$F_z = (P_c - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

Сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_\kappa = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

Сила інерції мас, що рухаються оберальноно.

$$F_{uob} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{uob} = -4,6 \quad \text{кН}$$

$$F_{uob} = -4,6 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються оберальноно

$$m_R = 2,670 \quad \text{кг}$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

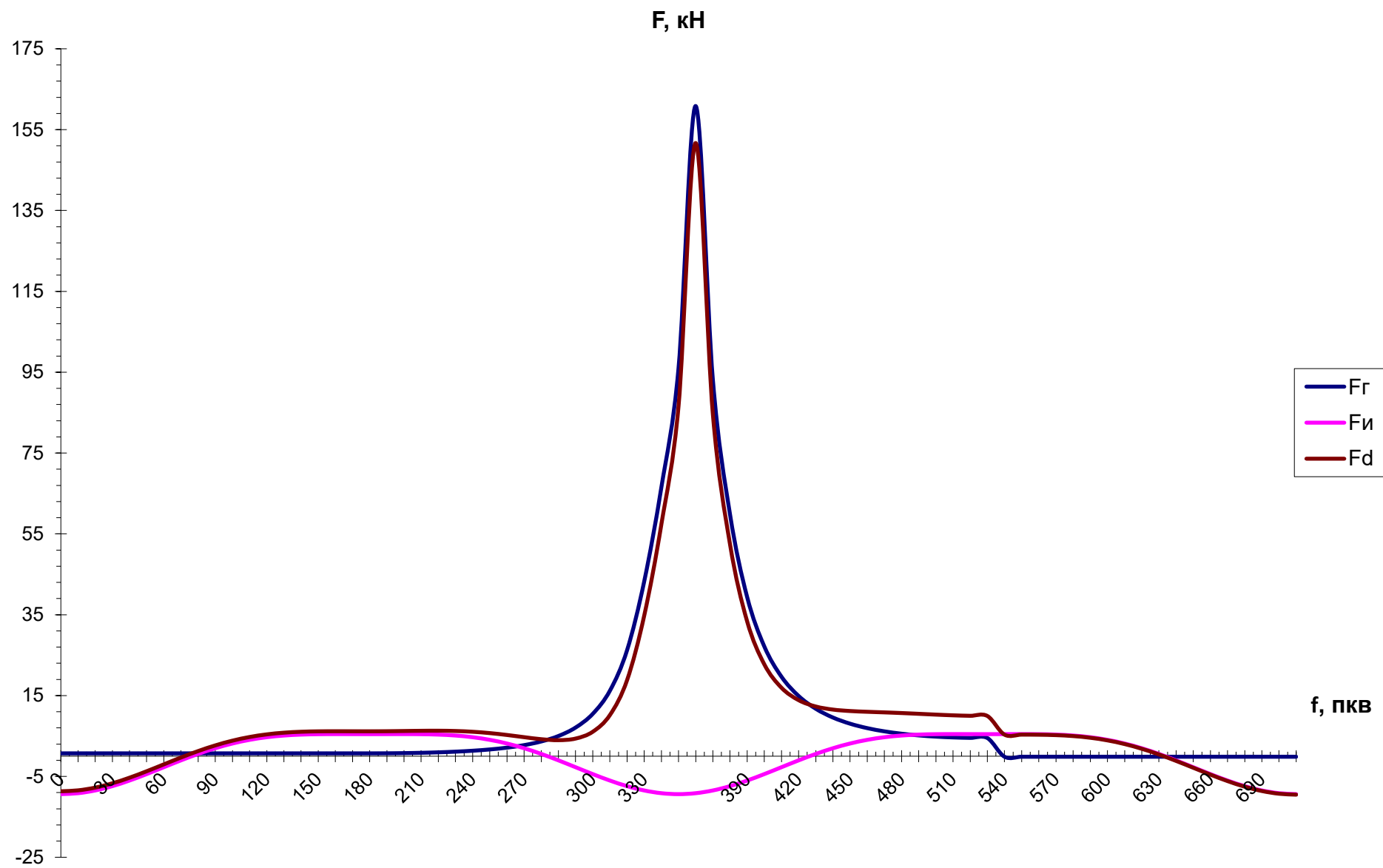
φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00012	0,703	-9,385	-8,682	0,000	-8,682	0,000	0,70	-9,39	-8,68	0,00	-8,68	0,00
10	0,00014	0,703	-9,154	-8,451	-0,389	-8,721	-1,858	0,70	-9,15	-8,45	-0,39	-8,72	-1,86
20	0,00019	0,703	-8,478	-7,775	-0,706	-8,044	-3,379	0,70	-8,48	-7,77	-0,71	-8,04	-3,38
30	0,00028	0,703	-7,408	-6,705	-0,891	-6,757	-4,281	0,70	-7,41	-6,70	-0,89	-6,76	-4,28
40	0,00039	0,703	-6,025	-5,321	-0,911	-5,061	-4,396	0,70	-6,02	-5,32	-0,91	-5,06	-4,40
50	0,00053	0,703	-4,428	-3,724	-0,761	-3,222	-3,691	0,70	-4,43	-3,72	-0,76	-3,22	-3,69
60	0,00068	0,703	-2,727	-2,023	-0,468	-1,521	-2,281	0,70	-2,73	-2,02	-0,47	-1,52	-2,28
70	0,00084	0,703	-1,031	-0,328	-0,083	-0,201	-0,403	0,70	-1,03	-0,33	-0,08	-0,20	-0,40
80	0,00101	0,703	0,559	1,263	0,333	0,572	1,633	0,70	0,56	1,26	0,33	0,57	1,63
90	0,00118	0,703	1,966	2,670	0,716	0,743	3,511	0,70	1,97	2,67	0,72	0,74	3,51
100	0,00133	0,703	3,136	3,839	1,014	0,359	4,967	0,70	3,14	3,84	1,01	0,36	4,97
110	0,00148	0,703	4,044	4,747	1,195	-0,443	5,840	0,70	4,04	4,75	1,19	-0,44	5,84
120	0,00161	0,703	4,693	5,396	1,250	-1,488	6,085	0,70	4,69	5,40	1,25	-1,49	6,09
130	0,00172	0,703	5,110	5,814	1,189	-2,603	5,762	0,70	5,11	5,81	1,19	-2,60	5,76
140	0,00181	0,703	5,342	6,046	1,035	-3,650	4,994	0,70	5,34	6,05	1,03	-3,65	4,99
150	0,00189	0,703	5,442	6,146	0,817	-4,546	3,924	0,70	5,44	6,15	0,82	-4,55	3,92
160	0,00194	0,703	5,466	6,169	0,560	-5,259	2,681	0,70	5,47	6,17	0,56	-5,26	2,68
170	0,00197	0,703	5,459	6,163	0,284	-5,791	1,355	0,70	5,46	6,16	0,28	-5,79	1,36
180	0,00198	0,703	5,453	6,157	0,000	-6,157	0,000	0,70	5,45	6,16	0,00	-6,16	0,00
190	0,00197	0,718	5,459	6,177	-0,284	-6,374	-1,358	0,72	5,46	6,18	-0,28	-6,37	-1,36
200	0,00194	0,762	5,466	6,227	-0,565	-6,444	-2,706	0,76	5,47	6,23	-0,57	-6,44	-2,71
210	0,00189	0,839	5,442	6,281	-0,835	-6,330	-4,010	0,84	5,44	6,28	-0,83	-6,33	-4,01
220	0,00181	0,955	5,342	6,297	-1,078	-5,989	-5,202	0,95	5,34	6,30	-1,08	-5,99	-5,20
230	0,00172	1,120	5,110	6,231	-1,274	-5,391	-6,175	1,12	5,11	6,23	-1,27	-5,39	-6,18
240	0,00161	1,351	4,693	6,043	-1,399	-4,542	-6,815	1,35	4,69	6,04	-1,40	-4,54	-6,82
250	0,00148	1,669	4,044	5,713	-1,438	-3,502	-7,027	1,67	4,04	5,71	-1,44	-3,50	-7,03
260	0,00133	2,112	3,136	5,248	-1,386	-2,379	-6,789	2,11	3,14	5,25	-1,39	-2,38	-6,79
270	0,00118	2,739	1,966	4,705	-1,262	-1,309	-6,188	2,74	1,97	4,70	-1,26	-1,31	-6,19

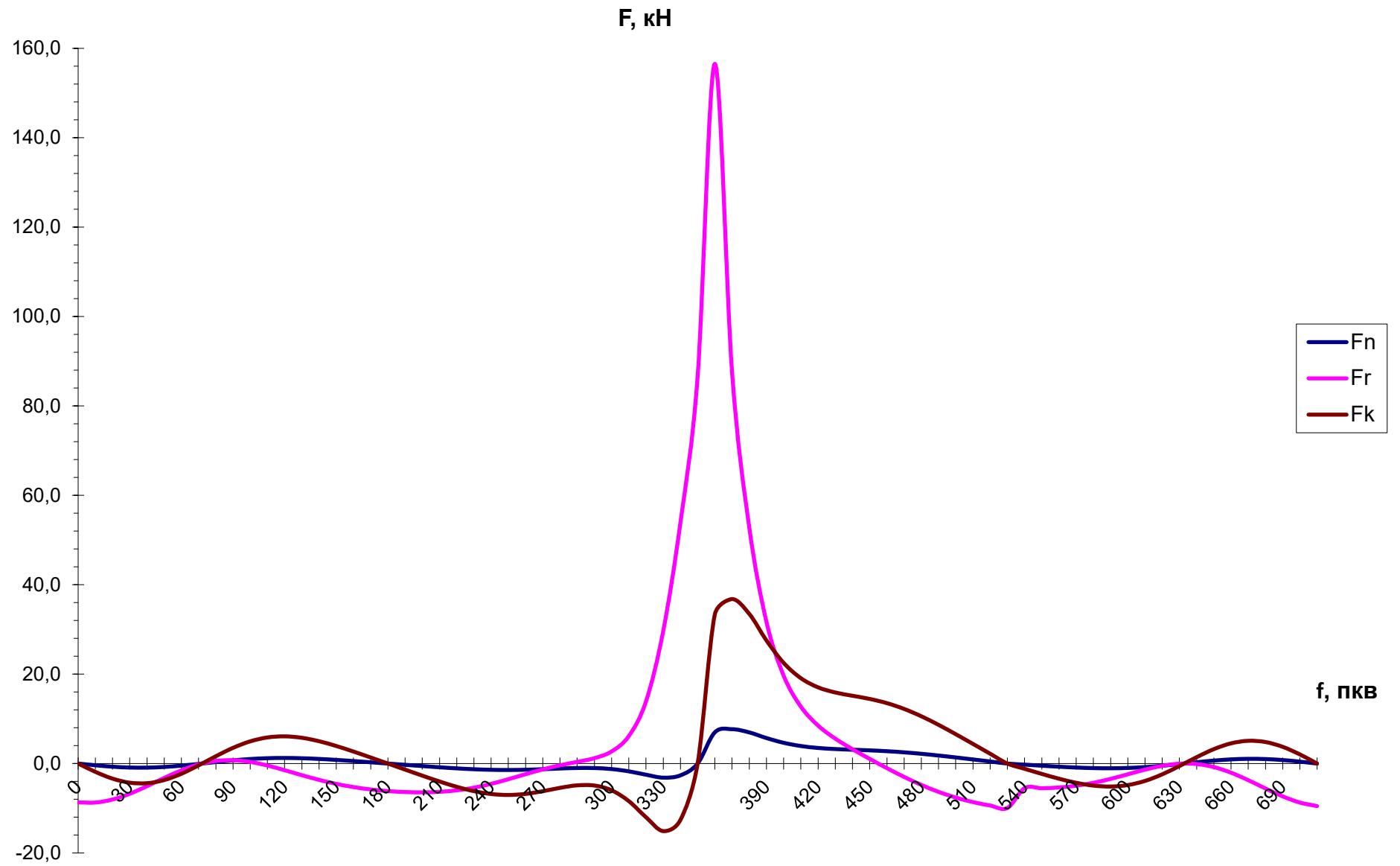
Продовження таблиці 2.5

280	0,00101	3,644	0,559	4,204	-1,110	-0,394	-5,438	3,64	0,56	4,20	-1,11	-0,39	-5,44
290	0,00084	4,995	-1,031	3,963	-0,997	0,370	-4,875	4,99	-1,03	3,96	-1,00	0,37	-4,88
300	0,00068	7,086	-2,727	4,359	-1,009	1,202	-4,916	7,09	-2,73	4,36	-1,01	1,20	-4,92
310	0,00053	10,468	-4,428	6,041	-1,235	2,704	-5,987	10,47	-4,43	6,04	-1,23	2,70	-5,99
320	0,00039	16,195	-6,025	10,170	-1,741	6,140	-8,401	16,20	-6,02	10,17	-1,74	6,14	-8,40
330	0,00028	26,209	-7,408	18,801	-2,498	13,906	-12,005	26,21	-7,41	18,80	-2,50	13,91	-12,00
340	0,00019	43,252	-8,478	34,774	-3,156	29,643	-15,112	43,25	-8,48	34,77	-3,16	29,64	-15,11
350	0,00014	66,513	-9,154	57,359	-2,640	53,904	-12,614	66,51	-9,15	57,36	-2,64	53,90	-12,61
360	0,00012	95,972	-9,385	86,587	0,000	86,587	0,000	95,97	-9,39	86,59	0,00	86,59	0,00
370	0,00014	160,838	-9,154	151,684	6,982	156,528	33,358	160,84	-9,15	151,68	6,98	156,53	33,36
380	0,00019	93,157	-8,478	84,679	7,685	87,619	36,799	93,16	-8,48	84,68	7,69	87,62	36,80
390	0,00028	59,850	-7,408	52,442	6,969	52,851	33,485	59,85	-7,41	52,44	6,97	52,85	33,49
400	0,00039	39,361	-6,025	33,336	5,706	31,707	27,537	39,36	-6,02	33,34	5,71	31,71	27,54
410	0,00053	27,144	-4,428	22,716	4,644	19,654	22,514	27,14	-4,43	22,72	4,64	19,65	22,51
420	0,00068	19,661	-2,727	16,935	3,921	12,728	19,097	19,66	-2,73	16,93	3,92	12,73	19,10
430	0,00084	14,891	-1,031	13,860	3,488	8,496	17,049	14,89	-1,03	13,86	3,49	8,50	17,05
440	0,00101	11,730	0,559	12,289	3,245	5,572	15,898	11,73	0,56	12,29	3,24	5,57	15,90
450	0,00118	9,563	1,966	11,530	3,092	3,207	15,164	9,56	1,97	11,53	3,09	3,21	15,16
460	0,00133	8,038	3,136	11,174	2,950	1,046	14,455	8,04	3,14	11,17	2,95	1,05	14,46
470	0,00148	6,942	4,044	10,986	2,765	-1,025	13,514	6,94	4,04	10,99	2,76	-1,02	13,51
480	0,00161	6,145	4,693	10,838	2,510	-2,989	12,221	6,14	4,69	10,84	2,51	-2,99	12,22
490	0,00172	5,563	5,110	10,673	2,182	-4,778	10,578	5,56	5,11	10,67	2,18	-4,78	10,58
500	0,00181	5,141	5,342	10,483	1,794	-6,329	8,659	5,14	5,34	10,48	1,79	-6,33	8,66
510	0,00189	4,843	5,442	10,285	1,367	-7,607	6,567	4,84	5,44	10,29	1,37	-7,61	6,57
520	0,00194	4,645	5,466	10,111	0,918	-8,619	4,394	4,64	5,47	10,11	0,92	-8,62	4,39
530	0,00197	4,531	5,459	9,991	0,460	-9,389	2,197	4,53	5,46	9,99	0,46	-9,39	2,20
540	0,00198	4,495	5,453	9,948	0,000	-9,948	0,000	4,49	5,45	9,95	0,00	-9,95	0,00

Продовження таблиці 2.5

550	0,00197	-0,133	5,459	5,326	-0,245	-5,497	-1,171	-0,13	5,46	5,33	-0,25	-5,50	-1,17
560	0,00194	-0,133	5,466	5,333	-0,484	-5,518	-2,318	-0,13	5,47	5,33	-0,48	-5,52	-2,32
570	0,00189	-0,133	5,442	5,310	-0,706	-5,351	-3,390	-0,13	5,44	5,31	-0,71	-5,35	-3,39
580	0,00181	-0,133	5,342	5,209	-0,892	-4,955	-4,303	-0,13	5,34	5,21	-0,89	-4,95	-4,30
590	0,00172	-0,133	5,110	4,978	-1,018	-4,307	-4,934	-0,13	5,11	4,98	-1,02	-4,31	-4,93
600	0,00161	-0,133	4,693	4,560	-1,056	-3,427	-5,142	-0,13	4,69	4,56	-1,06	-3,43	-5,14
610	0,00148	-0,133	4,044	3,911	-0,984	-2,397	-4,811	-0,13	4,04	3,91	-0,98	-2,40	-4,81
620	0,00133	-0,133	3,136	3,003	-0,793	-1,362	-3,885	-0,13	3,14	3,00	-0,79	-1,36	-3,89
630	0,00118	-0,133	1,966	1,833	-0,492	-0,510	-2,411	-0,13	1,97	1,83	-0,49	-0,51	-2,41
640	0,00101	-0,133	0,559	0,427	-0,113	-0,040	-0,552	-0,13	0,56	0,43	-0,11	-0,04	-0,55
650	0,00084	-0,133	-1,031	-1,164	0,293	-0,109	1,432	-0,13	-1,03	-1,16	0,29	-0,11	1,43
660	0,00068	-0,133	-2,727	-2,859	0,662	-0,789	3,224	-0,13	-2,73	-2,86	0,66	-0,79	3,22
670	0,00053	-0,133	-4,428	-4,560	0,932	-2,042	4,520	-0,13	-4,43	-4,56	0,93	-2,04	4,52
680	0,00039	-0,133	-6,025	-6,158	1,054	-3,717	5,086	-0,13	-6,02	-6,16	1,05	-3,72	5,09
690	0,00028	-0,133	-7,408	-7,541	1,002	-5,578	4,815	-0,13	-7,41	-7,54	1,00	-5,58	4,82
700	0,00019	-0,133	-8,478	-8,611	0,782	-7,340	3,742	-0,13	-8,48	-8,61	0,78	-7,34	3,74
710	0,00014	-0,133	-9,154	-9,287	0,428	-8,728	2,042	-0,13	-9,15	-9,29	0,43	-8,73	2,04
720	0,00012	-0,133	-9,385	-9,518	0,000	-9,518	0,000	-0,13	-9,39	-9,52	0,00	-9,52	0,00





РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ПАЛИВНОГО НАСОСУ ВИСОКОГО ТИСКУ

3.1 Загальні відомості про паливні насоси високого тиску.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ) є одним з головних елементів конструкції системи впорскування дизельного двигуна. Насос, зазвичай, виконує дві основні функції: нагнітає під тиском певну кількість палива; регулює необхідний момент початку впорскування. З появою акумуляторних систем впорскування функція регулювання моменту впорскування перейшла до керованих електронікою форсунок.

В основі паливного насоса високого тиску покладена плунжерна пара, котра об'єднує поршень (плунжер) і циліндр (втулка) невеликого розміру. Матеріалом виготовлення плунжерної пари є високоякісна сталь. Висока точність виготовлення забезпечує між плунжером та втулкою проміжок мінімального розміру — прецизійне сполучення.

Залежно від конструкції розрізняють наступні види паливних насосів високого тиску: рядний, розподільний і магістральний. У рядному насосі нагнітання палива в циліндр робиться окремою плунжерною парою. Розподільний насос має один або декілька плунжерів, які забезпечують нагнітання і розподіл палива по всіх циліндрах. Магістральні насоси здійснюють тільки нагнітання палива в акумулятор.

Паливний насос високого тиску використовується також в системі безпосереднього впорскування бензинового двигуна, але його робочий тиск на порядок нижчий аналогічної характеристики дизельного насоса.

Провідними виробниками паливних насосів високого тиску є, в основному, зарубіжні фірми: Bosch, Delphi, Lucas, Denso, Zexel.

Рядний паливний насос високого тиску

Рядний ПНВТ має плунжерні пари по числу циліндрів. Плунжерні пари встановлені в корпусі насоса, в якому виконані канали для підведення і

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

відведення палива. Рух плунжера здійснюється від кулачкового валу, який у свою чергу має привід від колінчастого валу двигуна. Плунжери постійно притискаються до куркульок за допомогою пружин.

При обертанні кулачкового валу кулачок набігає на штовхальник плунжера. Плунжер рухається вгору по втулці, при цьому послідовно закриваються випускний і впускний отвір. Створюється тиск, при якому відкривається нагнітальний клапан, і паливо по паливопроводу поступає до відповідної форсунки.

Регулювання кількості палива, що подається, і моменту його подання може здійснюватися механічним шляхом або за допомогою електроніки. Механічне регулювання кількості палива здійснюється поворотом плунжера у втулці. Для повороту на плунжері виконана шестерня, яка сполучена із зубчастою рейкою. Рейка пов'язана з педаллю газу. Верхня кромка плунжера має похилу поверхню, тому при повороті відсічення палива і відповідно його кількість змінюватиметься.

Зміна моменту початку подання палива потрібна при зміні частоти обертання колінчастого валу двигуна. Механічне регулювання моменту подання палива робиться за допомогою відцентрової муфти, розташованої на кулачковому валу. Усередині муфти знаходяться важки, які при збільшенні оборотів двигуна розходяться під дією відцентрових сил і повертають кулачковий вал відносно приводу. При збільшенні оборотів двигуна забезпечується раннє впорскування палива, при зменшенні — пізнє. Конструкція рядних паливних насосів високого тиску забезпечує високу надійність. Насоси змащуються моторним мастилом системи мастила двигуна, тому можуть працювати на паливі низької якості. Рядні паливні насоси високого тиску застосовуються на двигунах з роздільними камерами згорання і безпосереднім впорскуванням середніх і важких вантажних автомобілів. На легкових дизелях цей вид насоса застосовувався до 2000 року.

Розподільний паливний насос високого тиску

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розподільні паливні насоси високого тиску, на відміну від рядного ПНВС, мають один або два плунжери, котрі обслуговують всі циліндри двигуна. Розподільні насоси мають меншу масу і габаритні розміри, а також забезпечують велику рівномірність подання. З іншого боку їх відрізняє порівняно низька довговічність зв'язаних деталей. Усе це визначає сферу застосування цих насосів, в основному, на двигунах легкових автомобілів.

Конструкції розподільних паливних насосів високого тиску можуть мати різний привід плунжера :

- торцевий кулачковий привід (насоси Bosch VE);
- внутрішній кулачковий привід (роторні насоси Bosch VR, Lucas DPC, Lucas DPS);
- зовнішній кулачковий привід (насоси НД-21, НД-22).

Переважними в плані експлуатації є перші два типи приводу плунжерів, оскільки в них відсутні силові навантаження від тиску палива на вузли приводного валу і, відповідно, більша довговічність.

Основним елементом розподільного ПНВТ з торцевим кулачковим приводом плунжера (Bosch VE) є плунжер-розподільник, який здійснює зворотно-поступальний і обертальний рух, забезпечуючи нагнітання і розподіл палива по циліндрах.

Зворотно-поступальний рух плунжера відбувається при обертанні кулачкової шайби, яка оббігає нерухоме кільце по роликах. Шайба натискає на плунжер, за рахунок чого створюється тиск палива. У початкове положення плунжер повертається за допомогою пружини.

Обертання плунжера робиться від приводного валу. При цьому відбувається розподіл палива по циліндрах.

Регулювання величини подання палива здійснюється автоматично за допомогою механічного або електронного пристроїв. Механічний регулятор включає відцентрову муфту з вантажами, яка через систему важелів впливає на дозатор, що змінює величину подачі палива. Електронний регулятор є електромагнітним клапаном.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Регулювання величини випередження впорскування палива в розподільному насосі робиться шляхом повороту нерухомого кільця на певний кут. Робочий процес розподільного насоса включає впускання палива в надплунжерний простір, нагнітання і розподіл у відповідні циліндри.

У розподільному насосі роторного типу нагнітання і розподіл палива по циліндрах здійснюються різними пристроями плунжером і розподільною голівкою. Нагнітання палива робиться за допомогою двох протилежних плунжерів розташованих на розподільному валу. Плунжери через ролики оббігають профіль кулачкової обойми і здійснюють зворотно-поступальний рух.

При русі плунжерів один назустріч одному відбувається ріст тиску палива, після чого паливо по каналах розподільної голівки і нагнітальних клапанів доставляється до форсунок відповідних циліндрів.

Паливо до плунжера (плунжерів) подається під невеликим тиском, який створює насос підкачування палива. У розподільних насосах насос підкачування палива встановлений на приводному валу в корпусі насоса. Конструктивно це може бути роторно-лопатевий насос, шестерінчастий насос із зовнішнім або внутрішнім зачепленням.

Мастило розподільного насоса високого тиску робиться дизельним паливом, яке заповнює корпус насоса.

Магістральний паливний насос високого тиску

Магістральний паливний насос високого тиску використовується в акумуляторній системі уприскування палива Common Rail, де він виконує функцію нагнітання палива в паливну рампу. Магістральні ТНВД забезпечують більш високий тиск палива (у сучасних системах уприскування близько 180 МПа і більше).

Конструктивно магістральний насос може мати один, два або три плунжери. Привід плунжерів здійснюється за допомогою кулачкового валу або кулачкової шайби.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При обертанні кулачкового валу (ексцентрика кулачкової шайби) під дією поворотної пружини плунжер рухається вниз. Збільшується об'єм компресійної камери і зменшується тиск в ній. Під дією розрядки відкривається впускний клапан, і паливо поступає в камеру.

Рух плунжера вгору супроводжується ростом тиску в камері, впускний клапан закривається. При певному тиску відкривається випускний клапан і паливо подається в рампу.

Управління поданням палива робиться залежно від потреби двигуна за допомогою клапана дозування палива. У нормальному положенні клапан відкритий. По сигналу електронного блоку управління клапан закривається на певну величину, тим самим регулюється кількість палива, що поступає в компресійну камеру.

У даному дипломному проєкті пропоную доопрацювання паливного насоса, а саме, в нижній частині отвору під втулку плунжера в корпусі насоса встановити гумове кільце, у втулці плунжера виконати отвори і до них підвести мастило від системи змащення дизеля з свердління в корпусі насоса.

Паливний насос високого тиску (ПНВТ). Плунжерного типу, приводиться в дію від розподільного валу через шестерню приводу паливного насоса.

Насос має вісім насосних секцій, об'єднаних загалом, в алюмінієвому корпусі 10 з приводом їх від загального кулачкового валу 16. Разом з насосом високого тиску в цьому агрегаті об'єднані муфта автоматичного випередження уприскування, яка закріплена на передньому кінці кулачкового валу, регулятор частоти обертання, розміщений в корпусі 12, і паливо підкачуючий насос 13. Основним робочим елементом кожної насосної секції є плунжерная пара, що подає паливо до форсунки і складається з плунжера 46 і втулок 52.

Плунжер і втулку обробляють з високою точністю і спарюють один з одним не шляхом сумісного притирання, а методом селективної

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

(вибірковою за розміром) збірки. Підібрану на заводі плунжерну пару надалі разукомплектовувати не можна: деталі замінюють тільки комплектно. Кожен паливний насос комплектується плунжерними парами однієї розмірної групи.

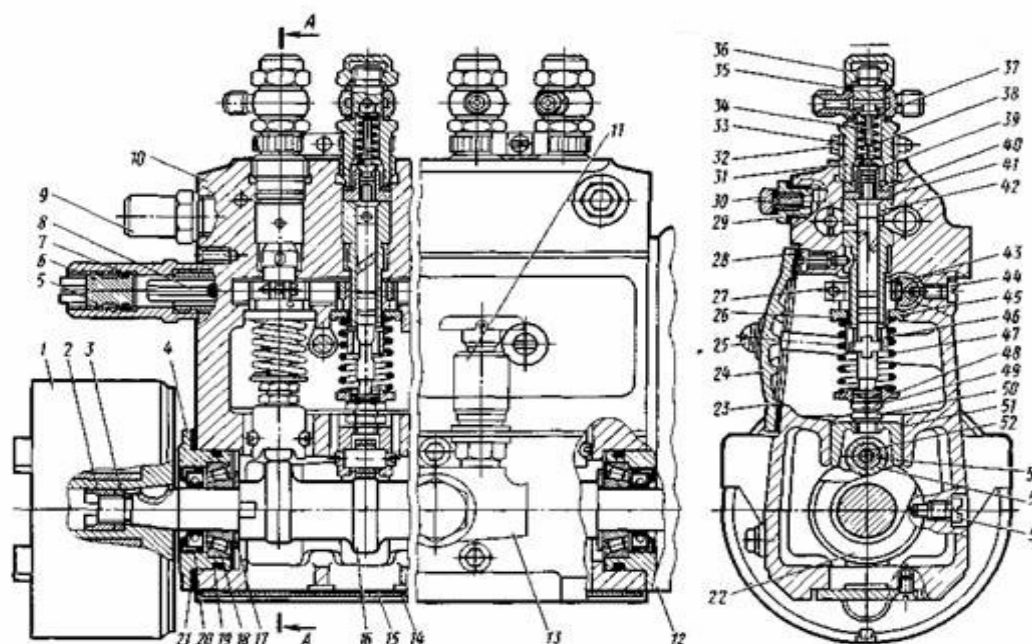


Рисунок 3.1 Паливний насос високого тиску:

1 - автоматична муфта випередження уприскування палива; 2 - кільцева гайка; 3 - пружинна шайба 4 - кришка підшипника, 5- втулки; 6 - обмежувальний гвинт; кільце 7- ущільнювача; 9 - перепускний клапан, 10 - корпус; 11- ручний підкачуючий насос; 12 - корпус регулятора числа оборотів; 13 - паливопідкачуючий насос; 14 - нижня кришка; 15 - прокладка кришки; 16 - кулачковий вал; 17-шайба; 18 - роликовий конічний підшипник; 19 - кільце ущільнювача; 20 - сальник; 21 - регулювальні прокладки; 22 - опора кулачкового валу; 23 - прокладка кришки; 24 - бокам кришка, 25 - гвинти кріплення кришки; 26 - верхня тарілка пружини штовхача; 27 - стягнутий гвинт; 28 - настановний гвинт втулки плунжера; 29 - свертиш корпуси; 30 - пробка для випуску повітря; 31 - штуцер; 32 - стягнутий болт, 33 - сухар штуцера; 34 - упор клапана; 35 - шайба ущільнювача; 36 - колпачкова гайка; 37 - сполучний ніпель; 38-пружина нагнітального клапана; 39 нагнітальний клапан; 40 - прокладка; 41 - сидло нагнітального клапана; 42 - втулка плунжер 43 - зубчатий вінець; 44 - стопорний гвинт, 45 - втулка зубчатого вінця; 46 - плунжер; 47 - пружина штовхача, 48- нижня тарілка пружини штовхача; 49 - регулювальний болт; 50 - контргайка; 51 штовхач плунжера; 52 - вісь ролика; 53 - втулка ролика; 54 - ролик штовхача; 55- стопорний гвинт.

Нижня частина плунжера має два направляючі виступи, що входять в пази поворотної втулки 45, встановленою на втулці плунжера. На поворотній втулці стягнутим гвинтом закріплений зубчатий вінець 43, що знаходиться в зачепленні з рейкою 8 паливного насоса. Ця рейка

									Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					

ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ

пересувається регулятором; при цьому одночасно повертаються всі поворотні втулки, а, отже, і плунжери у втулках всіх восьми насосних секцій. Таким чином, змінюється кількість палива, що подається.

Необхідне положення рейки по відношенню до зубчатого вінця визначається стопорним гвинтом, що входить в подовжній паз рейки. Кутовим зсувом поворотної втулки 45 щодо зубчатого вінця 43 при ослабленому гвинті регулюється подача палива кожної секції насоса.

Під дією пружини 47 плунжер нижньою головкою через верхню тарілку 26 пружин штовхача щільно притискається до головки регулювального болта 49, укрученого в штовхач плунжера. Інший кінець пружини 47 спирається на нижню тарілку 48, встановлену в кільцевій виточці корпусу насоса.

Штовхач роликом 54 притискається до кулачка валу 16 і від повороту фіксується віссю ролика, виступи якої входять в пази на розточуваннях корпусу насоса. Ролик штовхача має плаваючу втулку.

Під дією кулачка валу 16 насоса і пружини 47 плунжер здійснює у втулці поворотно-поступальний рух. Регулювальний болт 49, укручений в штовхач, стопориться контргайкою 50 і служить для регулювання почала подачі палива. На верхньому торці втулки 42 плунжера встановлений нагнітальний клапан 39, притискуваний до сідла 41 пружиною 38. Нагнітальний клапан служить для роз'єднування нагнітального і всмоктуючого трубопроводів при ході плунжера вниз.

Нагнітальні клапани так само, як і плунжерні пари, по гідравлічній щільності діляться на дві групи. Паливні насоси комплектують нагнітальними клапанами тільки однієї групи. Розкомплектовка пари клапан-сідло в процесі експлуатації недопустима так само, як і плунжерної пари.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Осьове переміщення кулачкового валу 16 в підшипниках допускається в межах 0,01 - 0.07 мм. Для усунення зайвого переміщення валу служить набір регулювальних прокладок 21 рейка 8 паливного насоса переміщається в направляючих втулках, запресованих в корпус насоса. Виступаючий з насоса кінець рейки захищений втулкою 5, в яку укручений гвинт 6, що обмежує потужність двигуна під час обкатки. Цей гвинт законтрив дротом і опломбований.

У верхній частині корпусу насоса є канали для підведення і відведення палива, по яких воно поступає до плунжерних пар. Надмірна кількість палива відводиться через перепускний клапан 9.

Паливо, що подається підкачуючим насосом, поступає через вхідний отвір у втулці плунжера в надплунжерний простір. При русі плунжера вгору паливо спочатку перетікає назад в паливоподаючий канал до тих пір, поки верхня кромка торця плунжера не перекриє вхідний отвір. Паливо починає стискатися, і при тиску 10-18 кгс/см² нагнітальний клапан, долаючи опір пружини, піднімається, а паливо поступає в паливопровід високого тиску до форсунки. При подальшому русі плунжера 46 вгору тиск в паливопроводі зростає і досягши величини 200 кгс/см² відбувається уприскування палива форсункою в камеру згорання. Продовжуючи рухатися вгору, плунжер своєю гвинтовою кромкою відкриває вихідний отвір у втулці, сполучений з відвідним каналом. У міру відкриття вихідного отвору тиск палива над плунжером різко зменшується, а нагнітальний клапан під дією пружини починає закриватися. При русі плунжера вниз під дією пружини штовхача надплунжерний простір заповнюється паливом і процес повторюється.

Кількість палива, що подається кожною секцією за один хід плунжера, визначається довжиною ходу нагнітання. Довжина ходу нагнітання змінюється поворотом плунжера щодо його втулки, тобто зміною положення гвинтової відсічної кромки плунжера щодо вихідного отвору втулки.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, дозування кількості палива, що подається, здійснюється зміною не почала, а кінця подачі палива.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок паливного насосу високого тиску.

Визначення основних параметрів паливного насосу
високого тиску 4 -х тактного ДВЗ.

Вихідні данні :

Ефективна потужність	$P_e =$	170,00	кВт.
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	1500	хв^{-1}
Кількість циліндрів	$z =$	8	
Ефективна питома витрата палива	$g_e =$	0,201	кг/(кВт*г)

Циклова подача палива (з попередніх розрахунків)

$$B_{\text{ц}} = 0,095 \frac{\text{г}}{\text{цикл}}$$

де n_k - частота обертання кулачкового валу , хв^{-1}

$$n_k = \frac{n}{2} = 750 \text{ хв}^{-1}, \text{ для чотирьохтактного ДВЗ.}$$

Об'ємна циклова подача палива

$$V_f = \frac{B_{\text{ц}} \times 10^6}{\rho_f} = 103,26 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

$\rho_f = 920 \text{ кг/м}^3$ - щільність палива
(з попередніх розрахунків)

Теоретична подача секції пального насоса

$$V_T = \frac{V_f}{\eta_n} = 129,08 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

де $\eta_n = 0,7 - 0,9$ - об'ємний коефіцієнт подачі

$$\eta_n = 0,8$$

Повна подача секції паливного насоса
враховуючи перепуск палива і перегрузки дизеля .

$$V_n = (2,5 - 3,2) \times V_T = 387,23 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$$

число з проміжку (2,5 - 3,2) 3

Діаметр плунжера .

$$d_{nl} = \sqrt[3]{\frac{4 \times V_H}{\pi \times m}} \approx 1.08 \times \sqrt[3]{\frac{V_H}{m}} = 7,41 \text{ мм}$$

$$\text{де, } m = \frac{h_{пл}}{d_{пл}} \approx 1,0 - 1,7 = 1,2$$

Повний хід плунжера .

$$h_{nl} = m \times d_{nl} = 8,89 \text{ мм}$$

Скорегувати отримані в розрахунку значення
діаметра і хода плунжера по ГОСТ 10578-74

$$d_{nl} = \dots .5;5,5;6;6,5;7;7,5;8;8,5;9;9,5;10;11; \dots \text{ мм}$$

$$h_{nl} = \dots .7;8;10;12;16;20; \dots \text{ мм}$$

$$d_{nl} = 8 \text{ мм}$$

$$h_{nl} = 8 \text{ мм}$$

Активний хід плунжера .

$$h_{акт} = \frac{4 \times V_T}{\pi \times d_{nl}^2} = 2,57 \text{ мм}$$

Вибір матеріала і розрахунок на міцність
втулки і плунжера насоса.

Вибір матеріала втулки і плунжера .

Умови праці плунжерної пари .

Плунжерні пари насосів високого тиску працюють в умовах великих навантажень і інтенсивного стирання . В процесі зворотньопоступального руху плунжера і при малих зазорах відбувається велике зношення , обумовленні вмістом в паливі твердих домішок , деформаціями плунжера і втулки , боковими силами.

Вимоги до матеріалу втулки і плунжера насоса .

Матеріали плунжерних пар повинні мати: високу твердість, ізносоустійкість в умовах підвищеного тиску палива , малий коефіцієнт лінійного розширення , зберігати розміри і геометричну форму, добре оброблятися .

Вибір марки матеріала втулки і плунжера насоса .

Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73

Хімічний склад сталі ХВГ

C = 0,9 - 1,05 % ;	Mn = 0,8 - 1,1 % ;	Si = 0,15 - 0,35 % ;
Cr = 0,9 - 1,2 % ;	W = 1,2 - 1,6 % .	

Механічні властивості сталі ХВГ

Стандартом не регламентуються .

Розрахунок на міцність втулки насоса .

Напруження розтягання на внутрішній поверхні

$$\sigma_p = P_f \times \frac{d_n^2 + d_{вн}^2}{d_n^2 - d_{вн}^2} = 57,66 \text{ МПа}$$

де, P_f - максимальний тиск палива в насосі
50-80 МПа - в нерозділених камерах .

$P_f = 50 \text{ МПа}$

d_n -зовнішній діаметр втулки	30	мм
$d_{вн}$ -внутрішній діаметр втулки	8	мм

$$\sigma_p \leq [\sigma_p] = 80 - 120, \text{ МПа};$$

Умова виконується

Розрахунок на міцність плунжера насоса .

Напруження стиску

$$\sigma_{ст} = \rho_f \times \frac{A_{пл}}{A_o} = 65,31 \text{ МПа}$$

$$A_{пл} = \frac{\pi \times d_{пл}^2}{4} = 50,24 \text{ мм}^2$$

$$A_o = \frac{\pi \times d_{min}^2}{4} = 38,47 \text{ мм}^2$$

$d_{min} = 7$ мм - діаметр найменшого перетину плунжера .

$$\sigma_{ст} \leq [\sigma_{ст}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$$

де, $A_{пл} = 50,24$ - площа торця плунжера, мм^2

$A_o = 38,47$ - площа найменшого перетину плунжера, мм^2

Умова виконується

Вибір матеріалу і розрахунок пружини плунжера .

Вибір матеріалу пружини плунжера.

Умови праці пружини плунжера .

Пружина плунжера сприймає значні знакоперемінні навантаження при великій швидкості їх прикладання .

Вимоги до матеріалу пружини .

Матеріал повинен витримувати багаторазові перемінні навантаження і мати високу усталостну міцність .

Вибір марки матеріалу пружини .

Вибираємо хромо-ванадієву сталь 50ХФА ГОСТ 14959-79.

Розрахунок на міцність .

Вихідні данні :

- середній діаметр пружини	$D_{cp} =$	35	мм
- діаметр проволочки пружини	$d =$	4	мм
- число робочих витків	$n =$	12	

Попередній прогин пружини (конструктивно)

$$f_1 = 4 \text{ мм.}$$

Мінімальна сила пружини

$$F_1 = \frac{G \times d^4 \times f_1}{8 \times n \times D_{cp}^3 \times K_2} = 18,9 \text{ Н}$$

де, $G = 8 \times 10^5$ - модуль зрушення .

$$K_2 = \frac{1}{2 \times c} - \frac{1}{2 \times c^2} + 1 = 1,051$$

поправочний коефіцієнт

$$c = \frac{D_{cp}}{d} = 8,75 \text{ індекс пружини .}$$

Максимальна сила пружини

$$F_2 = F_1 \times \frac{f_2}{f_1} = 57 \text{ Н}$$

де, $f_2 = f_1 + h_{nl} = 12$ максимальний прогин пружини, мм

Мінімальне і максимальне напруження в пружині МПа

$$\tau_{\min} = \frac{2.55 \times D_{cp} \times K_1}{d^3} \times F_1 = 30,8 \text{ МПа}$$

де, $K_1 = \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \frac{0.615}{c} = 1,17$ поправочний коефіцієнт .

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \times \frac{f_2}{f_1} = 92,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau] = 120 \div 200 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Середнє напруження і амплітуда цикла .

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 61,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 30,8 \text{ МПа}$$

Запас міцності по межі втоми

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \times \tau_m} = 7,73$$

де, $\tau_{-1} = 0.22 \times \sigma_B = 286 \text{ МПа}$

$\varphi_\tau = 0,1$ - коефіцієнт приведення циклу для вуглецевих і легированих сталей .

$$\sigma_B = 1300 \text{ МПа}$$

$$n_\tau \geq [n_\tau] = 1,2 - 2$$

Умова виконується

Частота приватних коливань пружини за хвилину

$$n_c = 2.17 \times 10^7 \times \frac{d}{n \times D_{cp}^2} = 311,0 \quad \text{кол/хв}$$

Перевірка на резонанс

$$\frac{n_c}{n_k} \neq 0,414642 \text{ цілому числу}$$

Резонанс відсутній

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПАТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона навколишнього середовища.

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

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

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

- а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);
- б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);
- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода,

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

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

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

- а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;
- б) окисли вуглецю;
- в) окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій;
- г) канцерогенні домішки;
- д) альдегіди.

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

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

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

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

У зв'язку з цим у наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

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

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

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

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

в) Захист від джерел теплових випромінювань.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

г) Встановлення вентиляції та опалення.

д) Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблений згідно із завданням кафедри кваліфікаційної роботи на тему "Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 170 кВт з розробкою конструкції паливного насоса високого тиску" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 8ЧН 13/14 і детальну розробку конструкції паливного насоса високого тиску. Дипломний проект оформлений текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

Дизельний двигун 8ЧН 13/14 потужністю 170 кВт використовується на автотракторній техніці в пояснювальній записці виконаний детальний опис двигуна прототипу

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($N = 170 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 8ЧН13/14 і виконані розрахунки робочого циклу.

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

Центральне місце в дипломному проекті займає розробка конструкції паливного насоса високого тиску. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованого ПНВТ.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 8ЧН 13/14 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу в дипломному проекті відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьак Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Ануриев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Ануриев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
4. Балабанов А.Н. Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов, 92.
5. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
6. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Ленинград: «Машиностроение», 1974.
7. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Ленинград «Судостроение», 1976.
8. Орлин А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
9. Полтев В.Н. «Охрана труда в машиностроении».

					ПННІ НУК 142.44.22.15 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		