

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 кришки робочого циліндру покращеної конструкції
стаціонарного дизеля 6ЧН25/34 потужністю 470 кВт.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ **Боровик Є. Ю.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ д.т.н професор кафедри
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Каіров О. С.**
(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 Боровику Євгенію Юривочу

1. Тема роботи: «Розробка кришки робочого циліндру покращеної конструкції стаціонарного дизеля 6ЧН25/34 потужністю 470 кВт.»

Керівник роботи Каіров О. С.

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 6ЧН25/34, номінальною потужністю 320 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу і динаміки двигуна.

Розділ 3. Проектування кришки робочого циліндра

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизельний двигун 6ЧН25/34 (ГК), 2. Дизельний двигун 6ЧН25/34 (СК),
3. Кришка циліндра (СК), 4. 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 кришки циліндру	05.04.2022	
5.	Розробка організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення двигуна 6ЧН25/34	18.04.2022	
7.	Розробка креслення кришки циліндру	26.04.2022	
9.	Побудова діаграм динаміки	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Боровик Є. Ю.
(підпис)

Керівник роботи _____ Каіров О.С.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка кришки робочого циліндру покращеної конструкції стаціонарного дизеля 6ЧН25/34 потужністю 470 кВт». Прототип 6ЧН25/34» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку та 4 Додатків – 4 листів креслень формату А1.

Виконано опис вузлів та систем спроектованого двигуна, в які входять: опис конструкції дизельного двигуна, систем двигуна, а також принцип роботи вузлів та систем.

Проведено конструкторський розрахунок в який входить: розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з перевірочними розрахунками, тепловий розрахунок, побудована індикаторна діаграма, а також динамічний розрахунок з побудовою графіків.

Виконано розрахунки на міцність кришки робочого циліндра двигуна 6ЧН25/34.

Була поставлена та виконана задача спроектувати конструкцію 4-ри клапанної кришки циліндра. Виконано розрахунки кришки циліндра.

Проведено технологічний розділ в якому обрано тип виробництва, вибрано обладнання та пристосування, розраховано технічна норма часу на складання коромисла.

Визначені заходи по охороні праці на підприємстві, положення про охорону праці, проведені розробки заходів з охорони праці та

Ключові слова: дизельний двигун, робочий цикл, паливна система, форсунка, діаграми сил, охорона праці.

Annotation

Explanatory note to the qualification work on the topic "Development of the working cylinder cover of the improved design of the stationary diesel 6ChN25 / 34 with a capacity of 470 kW". Prototype 6ChN25 / 34 "consists of Introduction, 4 sections, Conclusion and 4 Appendices - 4 letters of drawing A1 format.

The description of units and systems of the designed engine which includes: the description of a design of the diesel engine, engine systems, and also the principle of work of knots and systems is executed.

The design calculation is carried out, which includes: calculation of the working process of the diesel engine with test calculations, thermal calculation, constructed indicator diagram, as well as dynamic calculation with the construction of graphs.

Calculations for the strength of the cover of the working cylinder of the engine 6ChN25 / 34. The task was set and performed to design the design of the 4th valve cover of the cylinder. Cylinder cover calculations were performed.

The technological section was carried out in which the type of production was selected, equipment and devices were selected, the technical norm of time for assembling the rocker arm was calculated.

Measures for labor protection at the enterprise, regulations on labor protection, development of measures for labor protection and

Key words: diesel engine, duty cycle, fuel system, injector, power diagrams, labor protection.

ЗМІСТ

стор.

ВСТУП.....

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6Ч13/14

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 конструкцію кришок циліндра....

3.2 Опис конструкції спроектованої кришки циліндра.....

3.3 Розрахунок на міцність кришки циліндра.....

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Заходи з охорони праці.....

4.2 Охорона навколишнього середовища.....

ВИСНОВКИ

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....

					ПІННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Боровик				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Каіров					н	3	72
						44-ЕМ-20		
Н. контр	Каіров							
Затвердив	Нестеренко							

ДОДАТКИ

Додаток 1 Двигун дизельний 6ЧН25/34 (Габаритне креслення), ГК, А1.....

Додаток 2 Двигун дизельний 6ЧН25/34 (Повздовжній розріз), СК, А1.....

Додаток 3 Кришка циліндра, СК, А1.....

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

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка конструкції суднового дизельного двигуна потужністю 470 кВт з розробкою конструкції кришки циліндра.

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається розширення їх вдосконалення. Тому перед двигунобудуванням стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу завдяки чому ДВЗ є економічнішими енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

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

В даному дипломному проекті розглянуто можливість встановлення чотиритактного двигуна 6ЧН 25/34 потужністю 470 кВт модернізованого із чотирьохтактного 6ЧН25/34, в якості дизель-генератора на буксирарятувальника типу «Атлант».

Модернізований двигун має більшу потужність ніж базовий. Застосування модернізованого двигуна дозволить зменшити кількість дизель-генераторів в машинному відділенні з двох – до одного, що вивільнить місце для встановлення в машинному відділенні додаткового обладнання.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					ПІННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34

Описання елементів двигуна

Технічні характеристики проектуемого двигуна

1. Діаметр циліндра D0,25 м.
2. Хід поршня S0,34 м.
3. Ефективна потужність двигуна N_e470 кВт.
4. Частота обертання n500 хв⁻¹

Описання двигуна

Спроекований двигун відноситься до складу середньо-оборотних двигунів.

Дизель 6ЧН 25/34 – чотирьохтактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, з циліндровою потужністю $N_{eц}=78$ кВт при 500 хв⁻¹.

Дизель призначений для використання в якості приводу генератора.

В процесі проектування двигуна враховувались високі теплові і механічні навантаження на деталі і вузли двигуна.

Були враховані вимоги, які вимагаються від дизелів:

- Забезпечення роботи на декількох видах палива.
- Висока надійність і довговічність роботи.
- Забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації.
- Зручність ремонту і обслуговування.

Питання компоновки і конструкції двигуна вирішувались з урахуванням вище перерахованих вимог. При розробленні аналізувалися загальні компоновки, конструкції окремих вузлів і деталей.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Опис складальних частин двигуна

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварно-складова, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня

В постілях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами дизеля 6ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

Блок-картер

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів.

Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кі-

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

льцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами.

Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками.

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці і рамі, завдяки чому після обтиску підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхонь розточок в кришці рами. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристроїв.

Масило в підшипники надходить з головної магістралі по трубі і отвору в кришці. З рамового підшипника, масло по каналам в колінчастому валі подається до шатунних підшипників.

Звідти масло по каналам в стрижнях шатуна подається до головних підшипників і на охолодження головки поршня.

Кільцева канавка на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження мастила до шатунних підшипників.

Втулка робочого циліндра

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна.

У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна.

Для кращого припрацювання циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,3 – 0,33 мм. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається мастилом з системи мащення двигуна.

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою голівкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сидла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Паливопроводи 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.

Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

На корпусі є з одного боку різьблення для вкручування крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається уручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

Кривошипно-шатунний механізм

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

Колінчастий вал

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має дев'ять рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кривошипи дизеля 6ЧН 25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120°.

Масило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок.

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Демпфуюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень приводу водяних насосів. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами. За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

Шатун

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів.

Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталеві алюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом.

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування. На обох кінцях шатунного болта виконані лиски, відстані між якими, заміряні з точністю до 0,01 мм, нанесені на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації двигуна.

Гайки повинні затягуватися по черзі, в перехресному порядку, в два прийоми, рівномірно.

Різниця шатунів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслоз'ємні кільця.

У днищі поршня виконане трапецієвидне поглиблення – камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишек поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну.

Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоз'ємних кілець (конструктивно відмінних). Компресійні і маслоз'ємні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромовані), нижнє – без напилення, фосфатоване. Маслоз'ємні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені вниз. Цими кромками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається масло, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не зафіксуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут 90° і розташовані по гвинтовій лінії.

Різниця поршнів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

Паливний насос

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Зовні на втулку плунжера одягнена шестерня, що входить в зачіпляючи із зубами рейки, цим забезпечується регулювання циклової подачі. Втулка плунжера кріпиться стопорним гвинтом.

Шестерня утримується верхньою шайбою, яка підтискається до корпусу пружиною. Нижній торець пружини спирається на підставу направляючого стакана. Щоб стакан не випав разом з плунжером, в канавку під стаканом вставлене стопорне кільце.

На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні. Таким чином, при русі рейки повертаються шестерня і плунжер насоса. Переміщення рейки обмежується болтом і вибіркою в рейці. Зверху до корпусу насоса кріпиться чотирма шпильками і гайками фланець накидний, який служить для закріплення нагнітального клапана за допомогою штуцера.

Кількість палива, виштовхувань плунжером, регулюється кінцем подачі. Через порожнину насосів постійно відбувається рециркуляція палива, чим забезпечується рівномірне прогрівання насосів і деаерація палива.

Форсунка

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання дизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолоджуванням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача.

В результаті тиску палива на диференціальний майданчик голки, стискаючи пружини, через штовхач і тарілку, голка підіймається, і паливо через сопловий отвір поступає в камеру згорання в розпиляному вигляді. Пружини затягнені так, що голка підіймається лише в той момент, коли тиск палива в порожнині корпусу розпилювача досягає $(27+1,1)$ МПа. Затягування пружини регулюється гвинтом, який стопориться контргайкою. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються наживним ковпаком.

Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регульовального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери.

Паливна система

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 2 %.

Для ліквідації застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

Дизельне паливо з витратного бака паливopідкачним насосом через паливний фільтр тонкого очищення подається в систему дизеля до насосів високого тиску. Паливні насоси високого тиску, відповідно до порядку роботи циліндрів, по трубках високого тиску подають дозовану кількість палива у форсунки. Форсунки, досягши тиску палива у підгольчатому просторі розпилювача $270+11$ кГс/см² уприскують паливо в циліндри дизеля. Форсунки – охолоджувані.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Надлишки палива після кожного насоса ВТ збираються в колектор відведення палива і по трубопроводу поступають на охолодження форсунок. Нагріте паливо після форсунок по колектору через редукційний клапан зливається у витратний бак, де відбувається його охолодження.

Трубопроводи високого тиску сполучені між собою колектором, через який відбувається скидання палива, що поступає в

нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску, у витратний бак через клапан.

Витоки палива з форсунок по трубках поступають в колектор відвідний і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Для підтримки в паливній системі надмірного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $1,0 \pm 0,4$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

Для оберігання трубопроводів від руйнування на паливопідкачному насосі встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $3,0 \pm 0,2$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

Редукційний клапан відрегульований на заводі на тиск $1,0 \pm 0,2$ кГс/см² і в процесі експлуатації регулюванню не підлягає.

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, відводяться через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

Система пуску

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

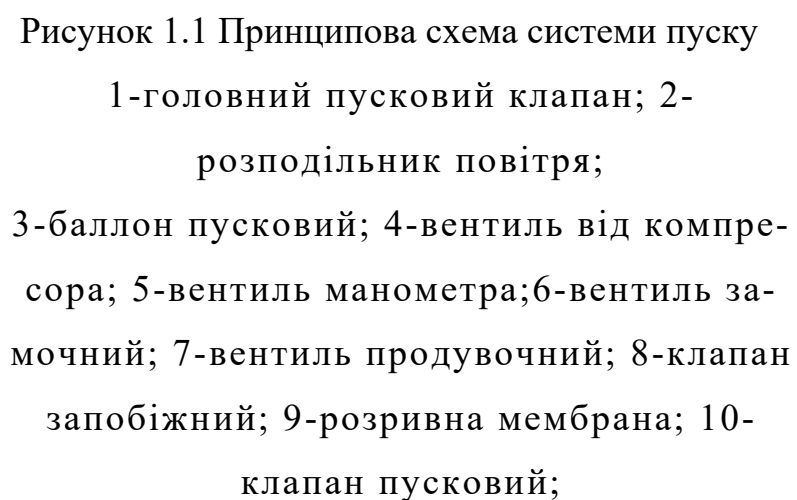
Система (Рис. 1.1) дозволяє запускати двигун стислим повітрям, яке подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу.

Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натисненням кнопки) головного пускового клапана 1. При цьому стисле повітря подається до розташованих в циліндрах пускових клапанів 10 (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільника повітря 2. Розподільник повітря 2 відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана 10, коли поршень відповідного циліндра знаходиться у В.М.Т., перед тактом робочого ходу. Тиск управляючого повітря відкриває пусковий клапан в циліндрі і тим самим дозволяє повітря з головної магістралі 12 заповнити цей циліндр. Тиск стислого повітря на поршні приводить в обертання кривошипно-шатунний механізм двигуна. Коли досягається частота обертання, при якій запалає газоповітряна суміш від свічок запалення, двигун запускається.

Після пуску, відпуском кнопки головно-пусковий клапан закривається.

На головній магістралі 12 встановлено запобіжний пристрій 9, який оберігає вузли системи від руйнування при прориві вихлопних газів, у разі зависання пускових клапанів.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		



У систему мащення входять: приймальний фільтр 10, двохсекційний масляний насос 8 і 3, фільтр мастила 9, охолоджувач

мастила 5, центрифуга, електронасосний агрегат передпускового прокачування мастила 7, бак мастила 2, система трубопроводів.

Мастило з фундаментної рами через приймальний фільтр 10 засмоктується секцією насоса, що відкачує 8, і поступає по трубі до центрифуг 1 і потім в бак 2. При підвищенні рівня в баку мастило по переливній трубі зливається у фундаментну раму двигуна.

З бака очищене мастило забирається нагнітальною секцією насоса 3 і подається в головну масляну магістраль 11, пройшовши заздалегідь охолоджувач мастила 5, регулятор температури масла 4 і фільтр масла 9.

Залежно від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або мимо нього.

З головної магістралі 11 по трубах масло поступає до рамових підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого валу до шатунних підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів. З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючись частинами шатунно-поршневої групи, що обертаються, і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Електронасосний агрегат передпускового прокачування масла 7 забирає масло з рами двигуна і направляє його до всіх точок мащення перед пуском двигуна або для періодичного прокачування двигун-генераторів гарячого резерву.

Зворотний клапан 6 служить для перекриття доступу масла від електронасосного агрегату 7 і далі в бак масла при прокачуванні двигуна перед пуском, а клапан 6а для перекриття надходження масла в бак масла через електронасосний агрегат при роботі двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск мастила в системі мастила регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса 3.

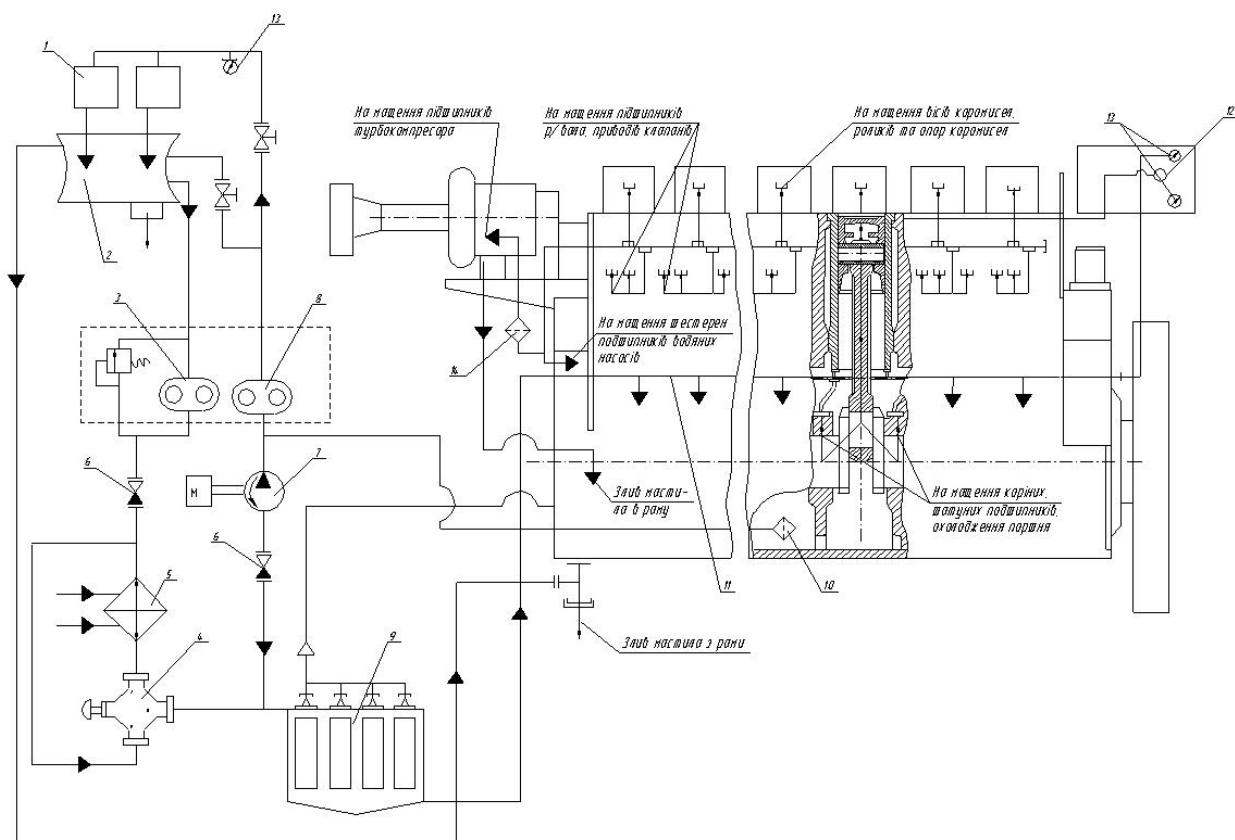


Рисунок 1.2 Принципова схема системи мащення

- 1- фільтр центробіжного очищення мастила; 2-бак масла;
3,8-насос масляний; 4-регулятор температури;
5-охолоджувач масла; 6-клапан зворотний; 7-агрегат
електронасосний; 9-фільтр масла повнопоточний;
10-фільтр приймальний; 11-головна магістраль;
12-термометр; 13-манометр; 14-фільтр масла ТК.

Система охолодження

Система охолодження двигуна 2-х контурна (Рис. 1.3), що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води 5, бачок води (розширювальний) 6, трубопроводи системи.

Вода внутрішнього контуру насосом 2 по трубі 1 розподіляється уздовж блоку циліндрів, по трубках 3 підводиться до верхньої частини блоку, обтікає верхню частину втулок і по переливних патрубках перетікає в кришку циліндра.

Нижня частина втулки циліндра також омивається водою, підведенаю в цю зону через фланці, але швидкість її дуже незначна.

Далі вода поступає в нижні порожнини кришок робочих циліндрів і, охолодивши вогняне днище кришки, проходить через отвори в перегородці у свічки і прямує у верхні порожнини кришок, а звідти по переливних раковинах – в магістраль зливу 7, куди також поступає вода після охолодження турбокомпресора. Потім вода поступає в регулятор температури води 8 і охолоджувач води 5 і далі на всмоктування в насос води 2. Залежно від температури води виходить з двигуна – чутливий елемент регулятора температури регулює потік води, направляючи його в охолоджувач або повз нього.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

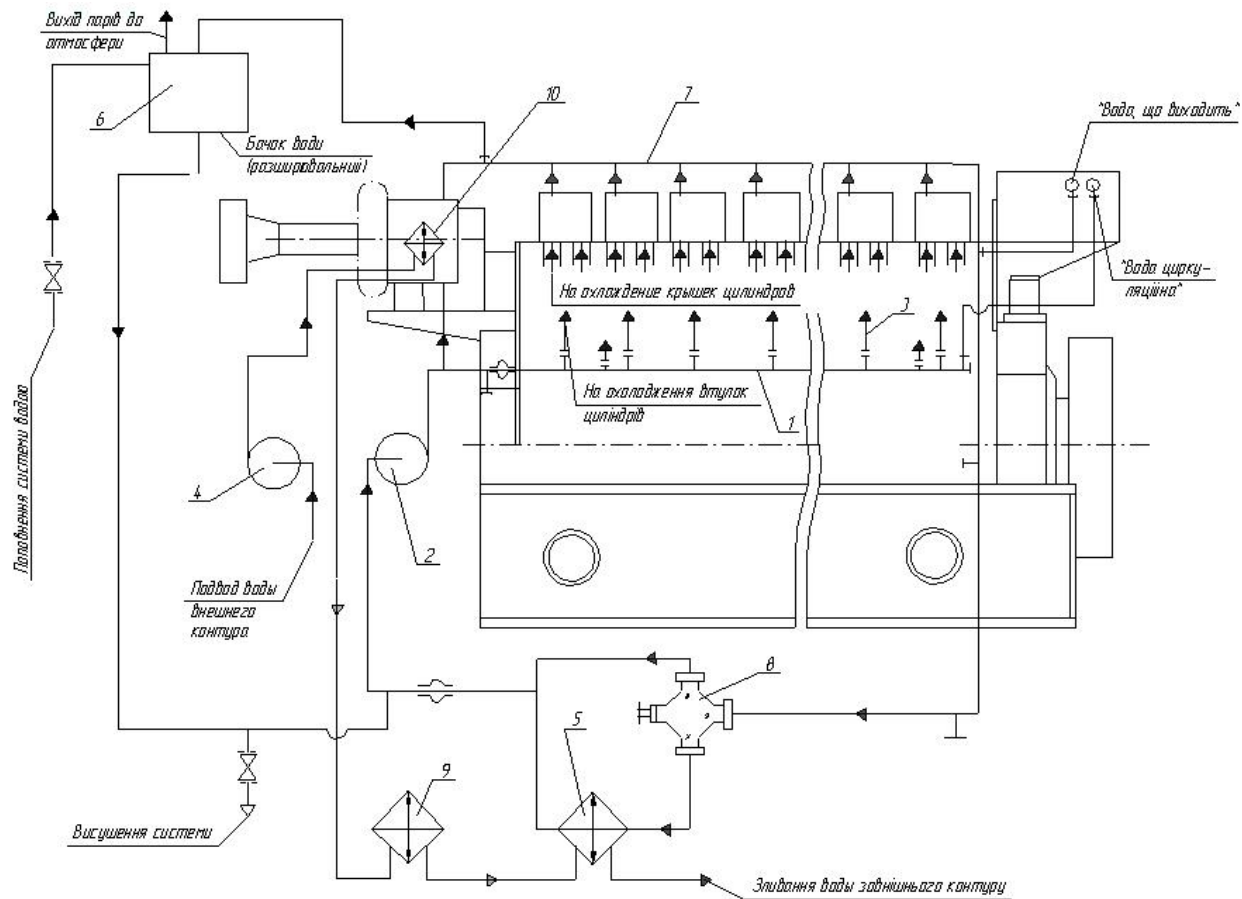


Рисунок 1.3 Принципова схема системи охолодження

- 1-головна магістраль; 2-насос відцентровий (внутрішній контур);
 3-труба підведення; 4-насос відцентровий (зовнішній контур);
 5-охолоджувач води; 6-бачок води (розширювальний);
 7-труба зливання води; 8-регулятор температури;
 9-охолоджувач мастила; 10-охолоджувач наддувочного повітря.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна.

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

Крім відпрацювання 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 глушників 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.

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 робо-

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ту на всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

Основні параметри двигуна прототипу

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 25/34, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Основні параметри двигуна 6 ЧН 25/34

Найменування параметра	Од. вим.	Значення
Частота обертання колінчатого валу	хв ⁻¹	500
Середній ефективний тиск	кПа	1100
Ефективна потужність	кВт	320
Питома ефективна витрата палива	г/ кВтгод	228

Вибір вихідних даних для розрахунку робочого циклу.

Ефективна потужність двигуна $P_e = 470$ кВт;

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна.

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	470 кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	500 хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\epsilon =$	12
Число циліндрів	$i =$	6
Тиск наддуву	$P_B =$	0,24 МПа

Вихідні дані теплового розрахунку.

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,2
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101 МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293 К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	8 К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,16 МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	800 К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,7
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,86
Коефіцієнт повноти індикаторної діалрами	$\xi =$	0,96

Паливо:

Дизельне пальне Л - 0.2 - 40 ГОСТ 305 - 82

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 1кг. 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.

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

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

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

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

Загальна кількість продуктів згоряння.

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

Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

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

$n_k = 1,6$ показник політропи стиску повітря в нагнітачі.

$$T_b = 406,8617 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску.

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

число з інтервалу = 0,925

$$P_d = 0,222 \text{ МПа}$$

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

$$\Delta T_1 = 40 \text{ K}$$

$$\gamma_r = 0,03$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 387,2208 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,928243$$

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.

$$\rho_\varepsilon = 2,279434 \text{ кг/м}^3$$

Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

$$n_1 = 1.41 - \frac{110}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_1 = 1,190 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,360$$

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 6,516876 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 947,2484 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$m C v' = 19.88 + 0.002638 \times T_c, \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

$$m C v' = 22,3788 \text{ КДж/Кмоль} \times \text{К}$$

Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,030159$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,029282$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержим рівняння.

$$mCv'' = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 23,06514$$

$$b = 0,001761$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску.

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

Після підстановки одержим рівняння.

$$mC''_p = a + b \times T_Z, \frac{KДж}{Kмоль \times K}$$

де:

$$a = 31,19914$$

$$b = 0,001761$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 11,07869 \text{ МПа}$$

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:

$$A = 0,001813$$

$$B = 32,11271$$

$$C = 66913,96$$

Звідки:

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

$$T_Z = 1883,468 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,20$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,97$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1.18 + \frac{130}{n} \quad \text{для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1.44 \quad \text{Значення для} \quad 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1.255$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_e = 0.618363 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_e = 1047.888 \text{ К}$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 1.34181 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1.288138 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0.4516$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, \text{кг} / \text{квт год}$$

$$v_i = 0,187569 \text{ кг/квт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,34 \text{ Хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 5,66667 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,15587 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,132271 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,878998$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,396955$$

Питома ефективна витрата палива.

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

$$v_e = 0,213389 \text{ кг/квт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 100,2928 \text{ кг/год}$$

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.

$$V_{st} = 99,62281 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 16,6038 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{IP} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,6125 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 339,473 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_s = 100,0875 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 472,1923 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{exp} = 471,0962 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,465368 \%$$

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	472,192	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	500	хв^{-1}
діаметр циліндру:	$d =$	250	мм
хід поршня:	$S =$	340	мм
число циліндрів:	$i =$	6	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання рапсового масла:	$Q_H =$	42500	кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	100,293	кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,45	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,40	
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,088	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,121	кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	800	К
температура на початку стиску	$T_d =$	387,2	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:

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

$$Q_{\Pi} = 1184012,3 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 472192,33 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 39,88 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 10000 \text{ Дж/сек}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,46 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_v = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

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:

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

$$W_{ст.}=0 \quad W_{вип}=0,01-0,05 \quad 0,03$$

$$Q_w = 142081,48 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \begin{array}{l} \text{тиску механічних втрат} \\ \text{середня швидкість поршня} \end{array}$$

$$C_m = 5,6666667 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 155,86667 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 93,52 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,0166813 \text{ м}^3$$

$$P_n = 39,0 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 39000,763 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 181082,24 \text{ Дж/сек}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

K= 1,3

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

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

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

$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ К}$

$$V_B = 0,0056 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,85$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,65 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\epsilon.н.} = 647,8 \text{ Дж/сек}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 181730 \text{ Дж/сек}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100\%$$

$$q_{\epsilon} = 15,35 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$mC_p'' = 34,309 \quad \text{Ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$$mC_p = 29,165 \quad \text{Ізобарна теплоємність свіжого заряду.}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 527 \quad \text{Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 114,22 \quad \text{Температура на початку стиску.}$$

$$Q_r = 463600,14 \text{ Дж/сек}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_r = 39,16 \quad \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$P_{mi} = 0,939 \quad \text{МПа середній індикаторний тиск}$$

$$\Delta_{MD} = 0,075$$

тоді

$$Q_{MD} = 38756,123 \text{ Дж/сек}$$

$$Q_{M1} = 49107,603 \text{ Дж/сек}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa=1,2-1,5$ - Коефіцієнт запасу $\kappa=1,5$

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

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

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

$$\Delta T_M = 12 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032572 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_M = 0,8$$

$$P_{M.H.} = 1,425 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 1425,01 \text{ Дж/сек}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 50532,612 \text{ Дж/сек}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,27 \%$$

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

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,35 \quad \%$$

Таблица 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	472192	39,88
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	181730	15,35
теплота, яка виноситься випускними газами	463600	39,16
теплота, яка відводиться маслом	50532,6	4,27
невраховані теплові втрати	15957,3	1,35
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1184012	100

Розрахунок індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,342	МПа	Теоретичний середній індикаторний тиск.
$P_{mi}^{\Delta} =$	1,288	МПа	Дійсний середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,22	МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,36		Показник політропи стиску.
$\epsilon_c =$	12		Ступінь стиску.
$P_{max} =$	11,08	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,26		Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,20		Ступінь попереднього розширення.
$m_v =$	20	мм	- масштаб по осі абсцис (15 - 20);
$l_v =$	220,0	мм	- довжина індикаторної діаграми;
$l_p =$	154,0	мм	- висота індикаторної діаграми;
$m_p =$	0,040	МПа/мм	- масштаб по осі тиску.

Формули для розрахунку.

$$P_c = \frac{P_d \times \epsilon^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{кПа}$$

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

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	6,517	162,9		
1,20	5,086	127,1	11,124	278,1
1,5	3,755	93,9	8,407	210,2
1,20	5,064	126,6	11,079	277,0
2	2,539	63,5	5,859	146,5
3	1,463	36,6	3,522	88,1
4	0,989	24,7	2,455	61,4
5	0,730	18,3	1,855	46,4
6	0,570	14,2	1,476	36,9
7	0,462	11,6	1,216	30,4
8	0,385	9,6	1,029	25,7
9	0,328	8,2	0,887	22,2
10	0,284	7,1	0,777	19,4
11	0,250	6,2	0,690	17,2
12	0,222	5,6	0,618	15,5

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

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

$$\begin{aligned} V_s &= [AB] = 220 \text{ мм} && \text{Приведенний робочий об'єм} \\ V_c &= 20 \text{ мм} \end{aligned}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

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

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

$$P_{mi \text{ ср}} = 1,315$$

$$\Delta P_{mi} = 4,082 \%$$

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.

$\lambda_L =$	0,25	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB] =$	220	мм Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	$^\circ \text{ПКВ}$ Кут затримки згорання.
$P_r =$	0,160	МПа Тиск залишкових газів.
$m_p =$	0,05	МПа/мм Масштаб тиску.
$S =$	340	мм Хід поршня.
$P_c =$	6,52	МПа Тиск в кінці стиску.
$P_{\max} =$	11,08	МПа Максимальний тиск.

Таблиця 2.4

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначення точки φ^0 , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ^0 , ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
C' , ДоВМТ	25	0,116	12,8
φ , ДоВМТ	15	0,042	4,7
$\Delta\varphi_2$, ПісляВМТ	15	0,042	4,7
b' , ПісляВМТ	130	1,716	188,8
r' , ДоВМТ	20	0,075	8,2
r'' , ПісляВМТ	20	0,075	8,2
d' , ДоВМТ	120	1,594	175,3

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 3,20$$

Тиск газів в ВМТ.

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

1,2 Число з інтервалу.

$$P_c'' = 7,82 \text{ МПа}$$

$$P_c'' = 156,4 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання.

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

$$P_{zd} = 11,08 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 221,6 \text{ мм}$$

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

Поправка Брікса

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

$$OO' = 21,25 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

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

$$M_s = 1,55 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO = 13,75 \text{ мм}$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна й прототипу

Таблиця 2.6 Порівняльна таблиця ефективних показників двигунів

Назва	Позначення	Двигун-прототип	Спроектований двигун
Ефективна потужність, кВт	P_e	320	470
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	n	500	500
Максимальний тиск згорання, МПа	P_{max}	9,5	11
Середній ефективний тиск, МПа	P_{me}	1.1	1,13
Тиск наддуву, МПа	P_v	0,18	0,24
Діаметр, мм	d	25	25
Хід поршня, мм	S	34	34
Число циліндрів	i	6	6
Ступень стиску	ε	12	12
Ефективна витрата палива, г/кВт год	ν_e	0,228	0,213

Для збільшення потужності двигуна прототипу з 320 кВт до 470 кВт повинно було збільшити тиск наддуву з 0,18 МПа до 0,24 МПа. В наслідок цього збільшився максимальний тиск згорання з 9,5 МПа до 11 МПа. Ефективна витрата палива зменшилась по рівнянні з двигуном прототипом з 0,228 до 0,213 за рахунок збільшення середнього ефективного тиску з 1,1 до 1,13 МПа.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 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:

$d=$	0,250	м - діаметр циліндра
$s=$	0,34	м - хід поршня
$\lambda_L=$	0,25	- кривошипно-шатунне відношення
$r=$	0,17	м - радіус кривошипа
$n=$	500	хв^{-1} - частота обертання
$m_s=$	78,00	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

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

$$\omega = 52,3 \quad \text{с}^{-1}$$

Площа днища поршня

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

$$A = 0,049 \quad \text{м}^2$$

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.

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

Сила інерції мас, що рухаються обертально.

$$F_{u\ o\ \phi} = -m_R r \omega^2, H$$

$$F_{\text{иоб.}} = -20,0 \quad \text{кН}$$

$$F_{\text{иоб.}} = -20,0 \quad \text{мм}$$

Маса деталей, що рухаються обертально

$$m_R = 43,000 \quad \text{кг}$$

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

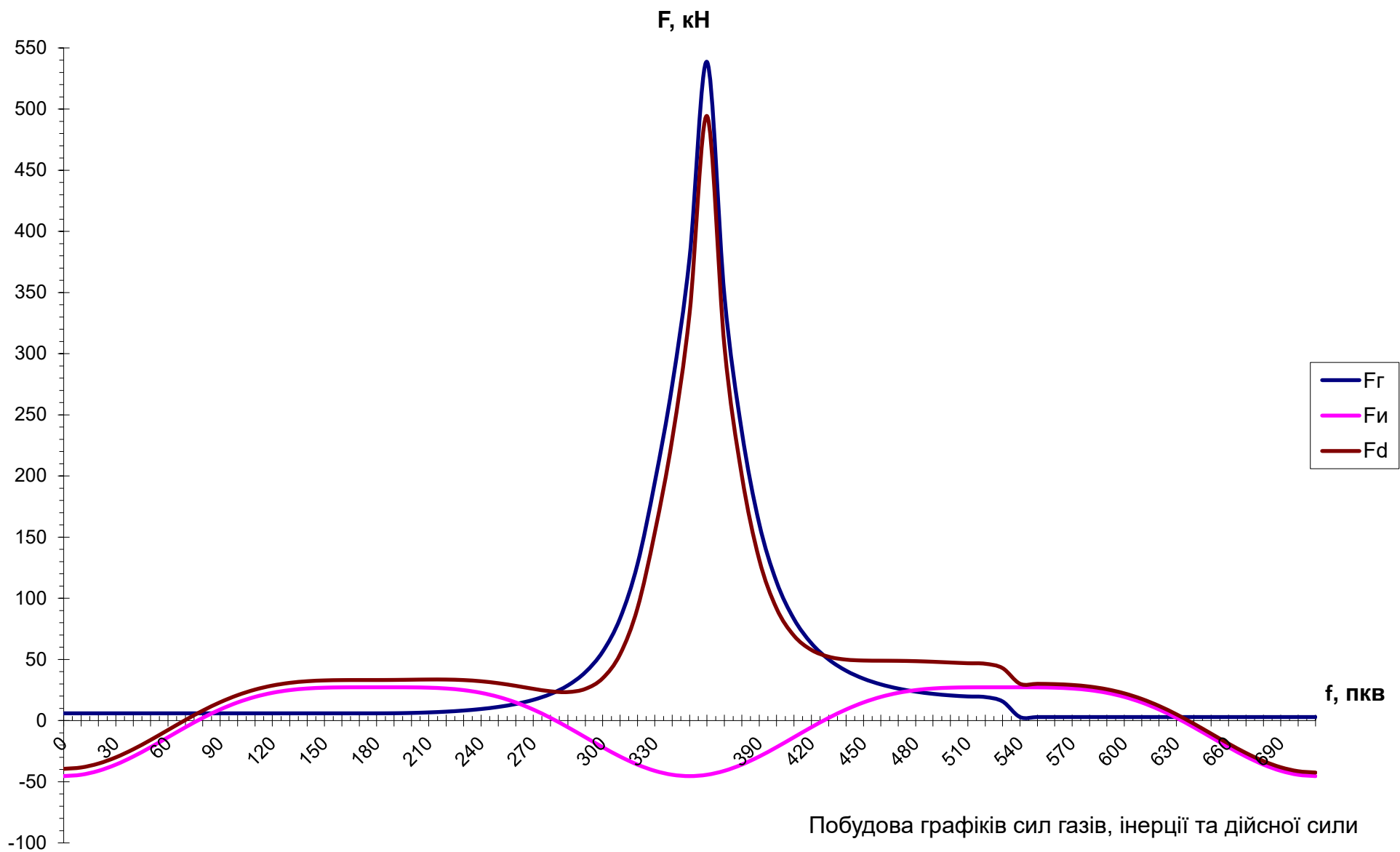
φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	м ³	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,00152	5,940	-45,395	-39,456	0,000	-39,456	0,000	5,94	-45,40	-39,46	0,00	-39,46	0,00
10	0,00167	5,940	-44,296	-38,356	-1,666	-39,477	-8,334	5,94	-44,30	-38,36	-1,67	-39,48	-8,33
20	0,00214	5,940	-41,081	-35,141	-3,008	-36,163	-15,083	5,94	-41,08	-35,14	-3,01	-36,16	-15,08
30	0,00289	5,940	-35,990	-30,051	-3,766	-30,026	-18,940	5,94	-35,99	-30,05	-3,77	-30,03	-18,94
40	0,0039	5,940	-29,396	-23,457	-3,786	-22,041	-19,112	5,94	-29,40	-23,46	-3,79	-22,04	-19,11
50	0,00511	5,940	-21,767	-15,827	-3,050	-13,473	-15,461	5,94	-21,77	-15,83	-3,05	-13,47	-15,46
60	0,00647	5,940	-13,619	-7,679	-1,676	-5,649	-8,528	5,94	-13,62	-7,68	-1,68	-5,65	-8,53
70	0,00793	5,940	-5,466	0,474	0,112	0,282	0,573	5,94	-5,47	0,47	0,11	0,28	0,57
80	0,00942	5,940	2,225	8,165	2,031	3,558	10,392	5,94	2,23	8,16	2,03	3,56	10,39
90	0,0109	5,940	9,079	15,019	3,795	3,919	19,431	5,94	9,08	15,02	3,79	3,92	19,43
100	0,01232	5,940	14,838	20,777	5,169	1,610	26,444	5,94	14,84	20,78	5,17	1,61	26,44
110	0,01363	5,940	19,376	25,315	6,003	-2,732	30,650	5,94	19,38	25,32	6,00	-2,73	30,65
120	0,01481	5,940	22,698	28,637	6,250	-8,265	31,805	5,94	22,70	28,64	6,25	-8,27	31,80
130	0,01583	5,940	24,920	30,860	5,947	-14,151	30,145	5,94	24,92	30,86	5,95	-14,15	30,14
140	0,01668	5,940	26,243	32,183	5,194	-19,716	26,222	5,94	26,24	32,18	5,19	-19,72	26,22
150	0,01734	5,940	26,911	32,851	4,117	-24,525	20,705	5,94	26,91	32,85	4,12	-24,52	20,70
160	0,01782	5,940	27,171	33,111	2,835	-28,383	14,211	5,94	27,17	33,11	2,83	-28,38	14,21
170	0,0181	5,940	27,233	33,173	1,441	-31,257	7,208	5,94	27,23	33,17	1,44	-31,26	7,21
180	0,0182	5,940	27,237	33,177	0,000	-33,177	0,000	5,94	27,24	33,18	0,00	-33,18	0,00
190	0,0181	6,018	27,233	33,251	-1,444	-34,222	-7,225	6,02	27,23	33,25	-1,44	-34,22	-7,22
200	0,01782	6,258	27,171	33,429	-2,862	-34,401	-14,348	6,26	27,17	33,43	-2,86	-34,40	-14,35
210	0,01734	6,678	26,911	33,589	-4,210	-33,562	-21,170	6,68	26,91	33,59	-4,21	-33,56	-21,17
220	0,01668	7,313	26,243	33,556	-5,416	-31,531	-27,340	7,31	26,24	33,56	-5,42	-31,53	-27,34
230	0,01583	8,214	24,920	33,134	-6,385	-28,205	-32,366	8,21	24,92	33,13	-6,39	-28,21	-32,37
240	0,01481	9,464	22,698	32,162	-7,019	-23,661	-35,719	9,46	22,70	32,16	-7,02	-23,66	-35,72
250	0,01363	11,186	19,376	30,562	-7,247	-18,210	-37,002	11,19	19,38	30,56	-7,25	-18,21	-37,00
260	0,01232	13,572	14,838	28,410	-7,067	-12,382	-36,159	13,57	14,84	28,41	-7,07	-12,38	-36,16
270	0,0109	16,923	9,079	26,002	-6,570	-6,786	-33,640	16,92	9,08	26,00	-6,57	-6,79	-33,64

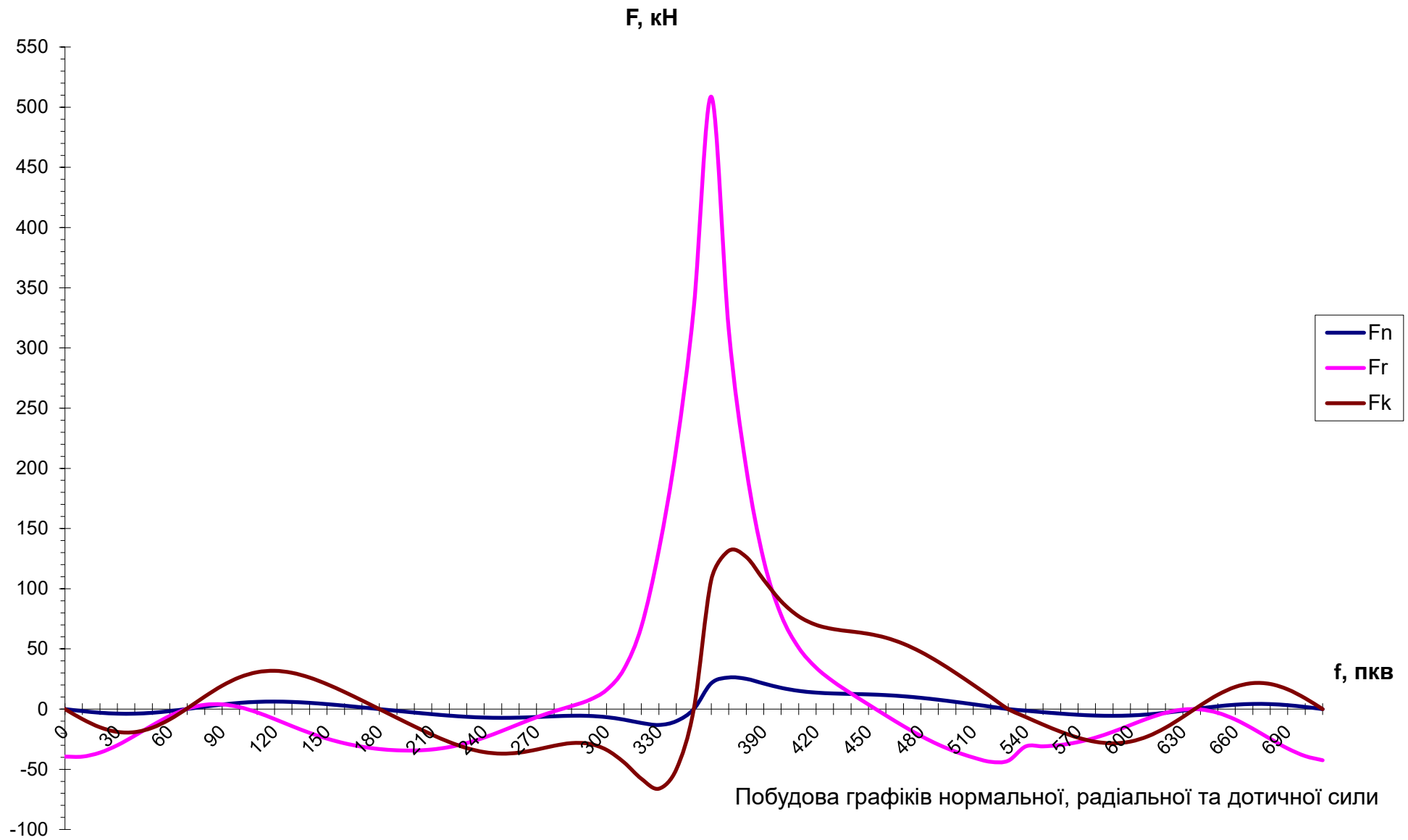
Продовження таблиці 2.5

280	0,00942	21,726	2,225	23,951	-5,958	-1,856	-30,483	21,73	2,23	23,95	-5,96	-1,86	-30,48
290	0,00793	28,794	-5,466	23,329	-5,532	2,517	-28,244	28,79	-5,47	23,33	-5,53	2,52	-28,24
300	0,00647	39,529	-13,619	25,911	-5,655	7,478	-28,776	39,53	-13,62	25,91	-5,65	7,48	-28,78
310	0,00511	56,385	-21,767	34,618	-6,671	15,875	-33,816	56,39	-21,77	34,62	-6,67	15,87	-33,82
320	0,0039	83,618	-29,396	54,221	-8,751	33,216	-44,178	83,62	-29,40	54,22	-8,75	33,22	-44,18
330	0,00289	127,841	-35,990	91,851	-11,511	68,572	-57,891	127,84	-35,99	91,85	-11,51	68,57	-57,89
340	0,00214	195,114	-41,081	154,033	-13,187	132,041	-66,111	195,11	-41,08	154,03	-13,19	132,04	-66,11
350	0,00167	274,565	-44,296	230,269	-10,000	216,976	-50,033	274,57	-44,30	230,27	-10,00	216,98	-50,03
360	0,00152	378,726	-45,395	333,331	0,000	333,331	0,000	378,73	-45,40	333,33	0,00	333,33	0,00
370	0,00167	538,593	-44,296	494,297	21,465	508,732	107,400	538,59	-44,30	494,30	21,47	508,73	107,40
380	0,00214	347,539	-41,081	306,458	26,236	315,367	131,532	347,54	-41,08	306,46	26,24	315,37	131,53
390	0,00289	236,536	-35,990	200,546	25,134	200,384	126,398	236,54	-35,99	200,55	25,13	200,38	126,40
400	0,0039	161,233	-29,396	131,836	21,278	123,880	107,417	161,23	-29,40	131,84	21,28	123,88	107,42
410	0,00511	113,449	-21,767	91,682	17,667	78,044	89,558	113,45	-21,77	91,68	17,67	78,04	89,56
420	0,00647	83,070	-13,619	69,452	15,157	51,095	77,133	83,07	-13,62	69,45	15,16	51,09	77,13
430	0,00793	63,269	-5,466	57,803	13,707	34,441	69,983	63,27	-5,47	57,80	13,71	34,44	69,98
440	0,00942	49,968	2,225	52,194	12,984	22,747	66,429	49,97	2,23	52,19	12,98	22,75	66,43
450	0,0109	40,778	9,079	49,857	12,598	13,011	64,503	40,78	9,08	49,86	12,60	13,01	64,50
460	0,01232	34,275	14,838	49,113	12,217	3,806	62,508	34,28	14,84	49,11	12,22	3,81	62,51
470	0,01363	29,589	19,376	48,965	11,612	-5,283	59,283	29,59	19,38	48,97	11,61	-5,28	59,28
480	0,01481	26,174	22,698	48,871	10,665	-14,105	54,277	26,17	22,70	48,87	10,67	-14,10	54,28
490	0,01583	23,675	24,920	48,596	9,364	-22,285	47,469	23,68	24,92	48,60	9,36	-22,28	47,47
500	0,01668	21,863	26,243	48,106	7,764	-29,470	39,195	21,86	26,24	48,11	7,76	-29,47	39,20
510	0,01734	20,581	26,911	47,492	5,952	-35,455	29,933	20,58	26,91	47,49	5,95	-35,46	29,93
520	0,01782	19,728	27,171	46,899	4,015	-40,203	20,129	19,73	27,17	46,90	4,01	-40,20	20,13
530	0,0181	19,240	27,233	46,473	2,018	-43,790	10,098	19,24	27,23	46,47	2,02	-43,79	10,10
540	0,0182	15,660	27,237	42,897	0,000	-42,897	0,000	15,66	27,24	42,90	0,00	-42,90	0,00

Продовження таблиці 2.5

550	0,0181	2,895	27,233	30,128	-1,308	-31,007	-6,546	2,89	27,23	30,13	-1,31	-31,01	-6,55
560	0,01782	2,895	27,171	30,066	-2,574	-30,940	-12,904	2,89	27,17	30,07	-2,57	-30,94	-12,90
570	0,01734	2,895	26,911	29,806	-3,736	-29,782	-18,786	2,89	26,91	29,81	-3,74	-29,78	-18,79
580	0,01668	2,895	26,243	29,138	-4,703	-27,380	-23,741	2,89	26,24	29,14	-4,70	-27,38	-23,74
590	0,01583	2,895	24,920	27,815	-5,360	-23,677	-27,170	2,89	24,92	27,81	-5,36	-23,68	-27,17
600	0,01481	2,895	22,698	25,592	-5,585	-18,828	-28,423	2,89	22,70	25,59	-5,59	-18,83	-28,42
610	0,01363	2,895	19,376	22,271	-5,281	-13,270	-26,963	2,89	19,38	22,27	-5,28	-13,27	-26,96
620	0,01232	2,895	14,838	17,732	-4,411	-7,728	-22,569	2,89	14,84	17,73	-4,41	-7,73	-22,57
630	0,0109	2,895	9,079	11,974	-3,026	-3,125	-15,491	2,89	9,08	11,97	-3,03	-3,12	-15,49
640	0,00942	2,895	2,225	5,120	-1,274	-0,397	-6,516	2,89	2,23	5,12	-1,27	-0,40	-6,52
650	0,00793	2,895	-5,466	-2,571	0,610	-0,277	3,113	2,89	-5,47	-2,57	0,61	-0,28	3,11
660	0,00647	2,895	-13,619	-10,724	2,340	-3,095	11,910	2,89	-13,62	-10,72	2,34	-3,10	11,91
670	0,00511	2,895	-21,767	-18,872	3,637	-8,654	18,435	2,89	-21,77	-18,87	3,64	-8,65	18,44
680	0,0039	2,895	-29,396	-26,502	4,277	-16,235	21,593	2,89	-29,40	-26,50	4,28	-16,24	21,59
690	0,00289	2,895	-35,990	-33,096	4,148	-24,708	20,859	2,89	-35,99	-33,10	4,15	-24,71	20,86
700	0,00214	2,895	-41,081	-38,186	3,269	-32,734	16,390	2,89	-41,08	-38,19	3,27	-32,73	16,39
710	0,00167	2,895	-44,296	-41,401	1,798	-39,011	8,996	2,89	-44,30	-41,40	1,80	-39,01	9,00
720	0,00152	2,895	-45,395	-42,501	0,000	-42,501	0,000	2,89	-45,40	-42,50	0,00	-42,50	0,00





РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КРИШКИ РОБОЧОГО ЦИЛІНДРА

3.1 Загальні відомості про конструкцію кришок циліндра

Кришки циліндрів. Конструкція залежить від типу двигуна, його розмірів, камери згорання, органів газорозподілу і інших чинників. У потужних дизелях кришки виконуються індивідуальними для кожного циліндра. У швидкохідних двигунах (типа М750, 1Д12 і ін.) кришки кожного ряду циліндрів об'єднуються в одну деталь, звану голівкою.

Кришки циліндрів призначені для утворення камери згорання в циліндрі, а також для розміщення клапанного механізму газорозподілу і форсунки. До конструкції циліндрових кришок пред'являються наступні вимоги: вони повинні мати можливо меншу термічну напругу і місцеві перегріви окремих частин; мати хороше і рівномірне тепло-відведення потоками рідини, що охолоджує; мати хороший доступ до порожнин охолодження для видалення накипу; володіти достатньою жорсткістю і міцністю від дії тиску газів в циліндрі; забезпечувати максимальні прохідні перетини впускних і випускних клапанів; мають бути зручні і прості в ремонті і обслуговуванні.

На кришку діють термічна напруга і тиск газів і монтажних зусиль. Температурний стан днища кришки циліндра характеризується максимальною температурою в районі перемичок між вікнами впускних і випускних клапанів (в чотиритактного ДВС).

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

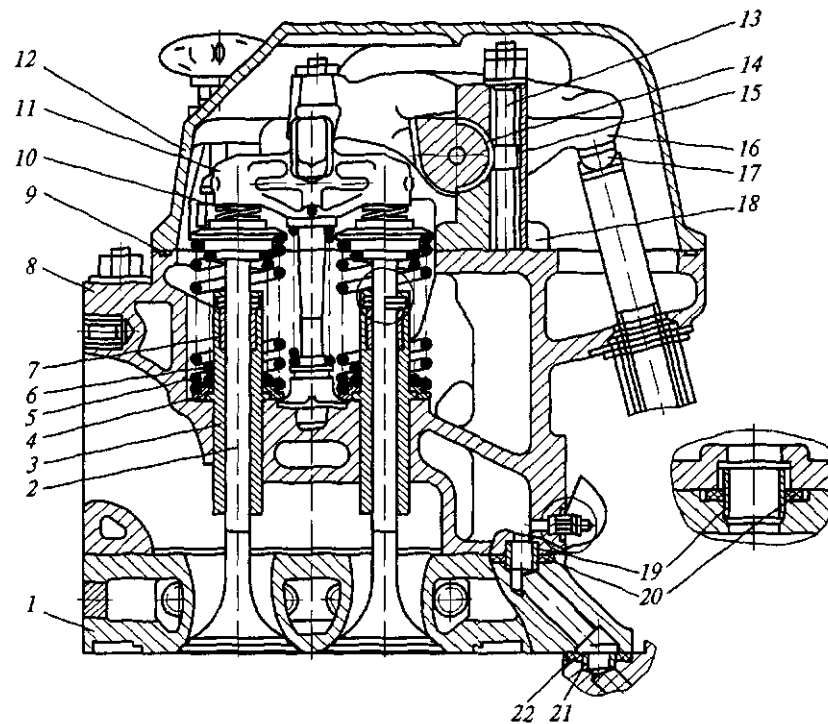


Рисунок 3.1 Крішка циліндра (14Д40, 11Д45)

1 - днище; 2 - клапан; 3, 7, 14 - втулки; 4 - тарілка; 5, 6 - пружини; 8, 15 - кришки; 9 - прокладка; 10 - шайба; 11 - траверси; 12 - ковпак; 13 - шпилька; 16 - важіль; 17 - голівка; 15 - стійка; 19, 21 - трубки; 20, 22 - кільця

В процесі експлуатації, навіть при ретельному дотриманні режимів водопідготовки, на днищі кришки відбувається відкладення накипу, що може привести до значного збільшення температур і відповідно теплонапругженности днища.

Лита чавунна кришка циліндра дизелів ПД1М і Д50 відрізняється тривалою і надійною роботою. Вода поступає з водяних порожнин блоку через 8 втулок, ущільнених кільцями з маслостійкої гуми. У дизелях типа Д49 введена проміжна діафрагма в кришці, яка, знаходячись на невеликій відстані від днища, збільшує дорогу воді, що охолоджує кришку циліндра. Подібне розділення потоку води є і в складеній кришці дизелів 11Д45 (тепловози ТЕП60) і 14Д40 (рис. 3.1) (тепловози 2М62), в якій днище чавунне (плита), а останні деталі виготовлені з алюмінієвого сплаву.

Голівки циліндрів двигунів типів 1Д12, М750, виготовляють з алюмінієвих сплавів, а кришки циліндрів дизелів типа Д49 - з високоміцного

чавуну. Для випускних клапанів в кришці встановлюють «плаваючі» сидла з жаростійкого сплаву. У верхній частині чавунних направляючих втулок клапанів є металокерамічні втулки, що ущільнюють стержень клапана фторопластовими кільцями і шкрябаннями. Гострі кромки скребків знижують витрату масла через направляючі втулки.

З конструкцією кришки двигуна тісно пов'язано розташування і пристрій газорозподільного механізму.

Газорозподільний механізм. Він призначений для управління процесами впускання і випуску газів в циліндрі двигуна внутрішнього згорання. Газорозподільні органи (рис. 3.2) повинні забезпечувати хороше очищення циліндра і наповнення його свіжим зарядом при високій надійності в роботі. Досконалість очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом повітря залежать, в основному, від величини прохідного перетину і тривалості його відкриття. Величина прохідного перетину обмежується розмірами циліндра, а час відкриття його залежить від частоти обертання колінчастого валу. Надійність роботи клапанів і золотників в основному залежить від умов мастила, охолодження, вживаних матеріалів і величини сил інерції деталей механізму.

По конструкції газорозподільні механізми бувають наступних типів: клапанні, золотникові і комбіновані.

Клапанний газорозподільний механізм застосовується в чотиритактних двигунах типів Д49, ПД1М, М750, 1Д12, ЗЮБЯ і ін. Клапани розташовуються в кришці циліндрів і називаються підвісними або верхніми. Це дає можливість отримати компактну камеру згорання, сприятливу для смесеобрання і згорання палива. Привід верхніх клапанів здійснюється або безпосередньо від розподільного валу (кулачкового) (дизеля типа М750, 1Д12), або від нього ж через проміжні деталі - штовхальники, штанги, коромисла, траверси.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

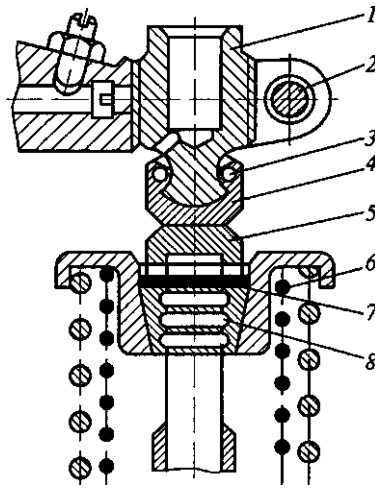


Рисунок 3.2 Механізм газорозподілу

1 - ударник; 2 - стопорний болт; 3 - кільце; 4 - ковпачок ударника; 5 - ковпачок клапана; 6 - пружина клапана; 7 - фіброве кільце; 8 - сухар клапана

Золотниковий (безклапанний) газорозподільний механізм може здійснювати свою діяльність поступально рухомими або такими, що обертаються золотниками.

Створені наступні схеми золотникових газорозподільників (рис 3.3):

- з плоским золотником, що обертається;
- з циліндровим золотником, що обертається;
- прямоточно-щілинне з поступально рухомими поршнями.

У двотактних дизелях (типа Д100) з щілинною схемою газообміну золотниками служать поршні і вікна у втулках циліндра.

Комбінований газорозподільний механізм в двотактних двигунах з прямоточною клапан-але-щілинною схемою газообміну здійснюється поршнем і клапанами випуску (дизеля Д40 - Д45). Клапанний механізм і кришки циліндрів (чотиритактних і двотактних двигунів) під час роботи піддаються термодинамічним навантаженням, особливо у момент посадки клапана на сідло. Випускні клапани знаходяться у важчих умовах, оскільки їх голівки під час випуску омиваються з усіх боків гарячими газами. Температура впускних клапанів під час роботи досягає 450 °С, а випускних - до 950 °С. Високі температури негативно впливають на механічні властивості матеріалу, сприяють ерозії і газовій корозії клапана, викривленню його голівки.

									Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					

вки. Все це може викликати нещільне прилягання голівки клапана до сідла, заїдання стержня в направляючій втулці і поява тріщин в кришці циліндра.

Найбільш несправностями механізму газорозподілу дизелів, що часто зустрічаються, є: розрегулювання зазорів між бойками важелів і ковпачками штовхальників; знос бронзових підшипників у важелях робочих клапанів і важелях штовхальників через нестачу мастила; пропуск масла через сальники у важелях клапанів; вибоїни і тріщини на поверхні катання роликів; тріщини і погнутість важелів штовхальників, важелів клапанів і штанг; ослабіння кріплень в з'єднаннях; вифарбовування цементованого шару або тріщини в голівках штанг і куркульках розподільного валу.

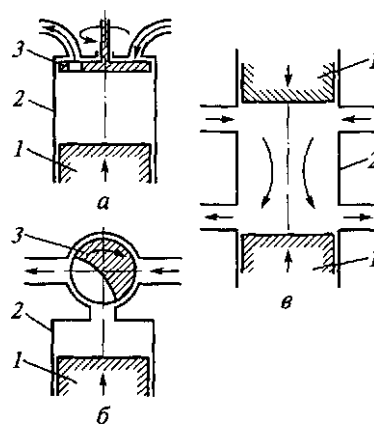


Рисунок 3.3 Типи газорозподілу

а - золотникове з плоским золотником, що обертається; б - золотникове з циліндровим золотником, що обертається; у - прямоточно-щілинне; 1 - поршень; 2 - циліндр; 3 - золотник

При проведенні ТЕ-3 перевіряють вступ масла до важелів приводу клапанів; справність трубок, що підводять масло до підшипників розподільного валу; справність механізму газорозподілу. В разі виявлення пропуску води або газів циліндрову кришку знімають, замінюють гумові ущільнення, притирають посадочні місця.

При проведенні ТР-1 виконують об'єм робіт ТЕ-3, перевіряють кріплення механізму приводу клапанів і регулюють зазори між клапанами і штовхальниками.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

При проведенні ТР-2 і ТР-3 перевіряють величину зазору між кришкою і блоком; знімають форсунку і спеціальним пристосуванням вимірюють лінійну величину камери стискування, яку при необхідності регулюють на дизелях ПД1М і Д50 підрізуванням торця або бурту кришки циліндра, а на дизелях типа Д40, Д45 і Д49 - зміною величини прокладки між втулкою і кришкою циліндра (газовий стик).

Демонтаж кришки циліндра дизелів Д50 і ПД1М починають з від'єднання трубки високого тиску, клапанної коробки, штанг і патрубків випускного, наддувочного, водяного колекторів. Потім відвертають гайки кріплення кришки і розбирають клапанний механізм.

Кришку циліндра дизелів типа Д40, Д45, Д49 від'єднують від плити блоку і виймають разом з втулкою циліндра, поршнем і шатуном (комплект).

Після розбирання деталі кришки циліндра очищають від грязі, нагари і масла. Внутрішні порожнини кришки опресовують водою під тиском 0,75... 1 МПа протягом 3...5 мин.

Кришка циліндра дизеля типа Д40, Д45 (рис. 3.1) складається з чавунного днища і верхньої частини з алюмінієвого сплаву. Порушення герметичності стику не допускається. Зазор між стержнем клапана і направляючою втулкою має бути не більше 0,30 мм, при більшій величині зазору втулку міняють. Перевіряють биття стержня клапана, яке має бути не більше 0,15 мм, овальність клапана не повинна перевищувати 0,1 мм. Клапани перевіряють на наявність тріщин колірною дефектоскопією. Ширіна притирального поясочка на кришці і клапані має бути 0,5...2 мм. Корпус кришки замінюють при виявленні тріщин. Знос робочих поверхонь стержня і хвостовика штовхальника відновлюють хромованням з подальшою шліфувкою і поліровкою. Пружність пружин оцінюють по висоті у вільному стані. Перпендикулярність торцевих поверхонь пружини її осі контролюється на перевірочній плиті за допомогою косинця і щупа. Відновлюють перпендикулярність шліфуванням кінців пружини.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Важелі штовхальників клапанної коробки промивають струменем гасу. Зношені осі важелів штовхальників відновлюють хромуванням або вибродутової наплавленням з подальшою механічною обробкою; допускається також відновлення зазорів шляхом шліфовки осей і постановки нових втулок. В разі вигину важелів штовхальників і штанг їх виправляють з попереднім нагрівом до 100 °С. Сальники клапанних важелів, що самоуплотняючися, перевіряють опресовуванням повітрям тиском 0,05...0,1 МПа. При значному витокі повітря через сальник його замінюють. В процесі збірки клапанної коробки контролюють збіг і прохідність масляних каналів, цілісність гумових кілець ущільнювачів. Після закінчення збірки коробки опресовують на стенді нагрітим до температури 75 °С маслом тиском 0,03 МПа. Витік масла не повинен перевищувати 30 крапель в 1 мин. Щільність гидротолкателей перевіряють опресовуванням - зібраний без пружини гидротолкатель заливають гасом і навантажують по осі вантажем, силоміць 100 Н (10 кгс). Штовхальник повинен опуститися на 5 мм протягом 2...6 с.

Вифарбовування цементованого шару на сферичній поверхні голівки важеля не допускається - голівку замінюють. Прилягання нової голівки до сферичної поверхні сухаря перевіряють по фарбі, площа прилягання має бути більше 50 % поверхні. Зазор між штовхальником і направляючою втулкою (0,06...0,5 мм) забезпечують за рахунок підбору втулки. Ущільнюючу гуму замінюють при кожному ремонті незалежно від її стану.

Ні для кого давно не секрет, що всі рекорди потужності двигуна досягнуті на двигунах з 4-х клапанними кришками циліндрів. І не має значення, атмосферний або турбирований двигун - плюсів від установки 4-х клапанними кришками циліндрів значно більше, чим мінусів. Двигуни з цією кришкою можуть отримати набагато більше наповнення циліндрів повітря, що, само собою, веде до збільшення потужності.

3.2 Опис конструкції спроектованої кришки циліндрів.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка 1 робочого циліндра (рис. 3.4), окрема для кожного циліндра, чотирьох-клапанна, відлила з чавуну, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками.

На днищі кришки є борт, який притирається до борту ущільнювача втулки циліндра. В центрі кришки є отвір для установки форсунки, яка кріпиться за допомогою скоби, шпильки і гайки (ключ - 20). Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставляться прокладки з червоної міді, що відпалює.

Внутрішній простір кришки розділений на три порожнини: впускні і випускні канали і порожнина охолодження.

Впускні клапани розташовані в кришці з боку маховика, випускні з боку турбокомпресора. Впускні і випускні клапани однакові. Штоки клапанів хромовані, а фаски клапанів наплавлені сталітом ВЗК. На торцях тарілок клапанів є два отвори призначених для зачеплення з пристосуванням для притирання клапанів.

Клапани переміщуються в направляючих втулках 14, запресованих в кришку. У верхній частині направляючих втулок встановлені фторопластові ущільнення, які одночасно забезпечують мастило штоків клапанів (завдяки ефекту насосного ходу ущільнення). На кінці штоків надіті ковпачки. Сідла клапанів 12 із спеціального сплаву запресовані в гнізда на днищі кришки.

Клапани притерты до сідел і притискаються до них двома пружинами: зовнішньою і внутрішньою. Нижні кінці пружин спираються на ступінчасту тарілку нижню, верхні кінці пружин впускних клапанів упираються в тарілку верхню, яка з'єднується з штоком клапана конічним розрізним замком, а вихлопних клапанів - в кільце опорное механізму обертання клапана.

Випускні клапани оснащені механізмами обертання клапана типа «ротокап». Кільце опорное 8, кільце 4 і обойма 5 зчеплені один з одним за допомогою тарілчастої пружини 6. При відкритті клапана і досягненні деякого зусилля стискування клапанних пружин, тарілчаста пружина 6 звільняє

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

обойму 5. У обоймі дно канавок виконане похилим, тому обойма, під дією сили клапанних пружин, разом з клапаном обернеться на кульках довкола своєї осі (приблизно 50 за кожен хід відкриття клапана). В кінці ходу клапана зазор B рівний 0. При закритті клапана, також, досягши певного зусилля стискування клапанних пружин, тарілчаста пружина повертається у вихідне положення і з'являється зазор між кільцем 4 і кульками. Пружини переміщують кульки у вихідне положення до контакту з кільцем 4.

На кришці з боку випуску розміщені: пусковий клапан 15, стійка контрольна 18 з декомпрессионним (індикаторним) краном і запобіжним клапаном, переливна раковина для відведення води з кришки до колектора, що відводить.

Для приводу впускного і випускного клапанів на верхній площині кришки встановлений привід клапанів. На підставці закріплені осі 10 на яких в бронзових підшипниках гойдаються коромисла 6. Мастило до підшипників коромисел подається від масляної магістралі двигуна у вісь через дросельний ніпель з отвором 1,5 мм і перехідник. Масло зливається в картер через кожухи штанг.

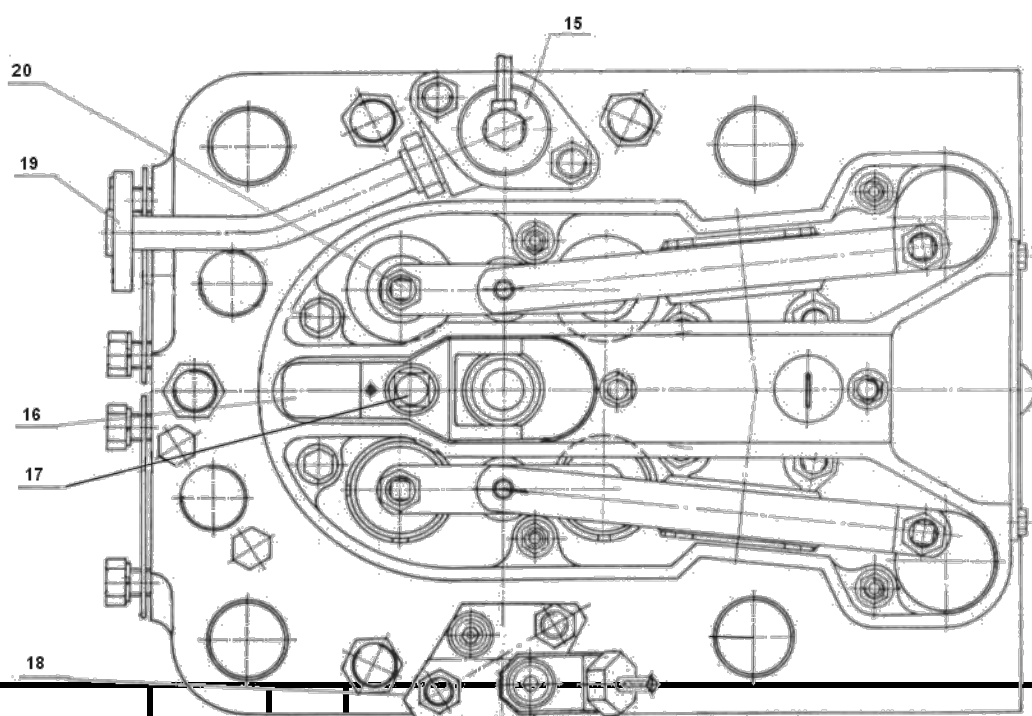
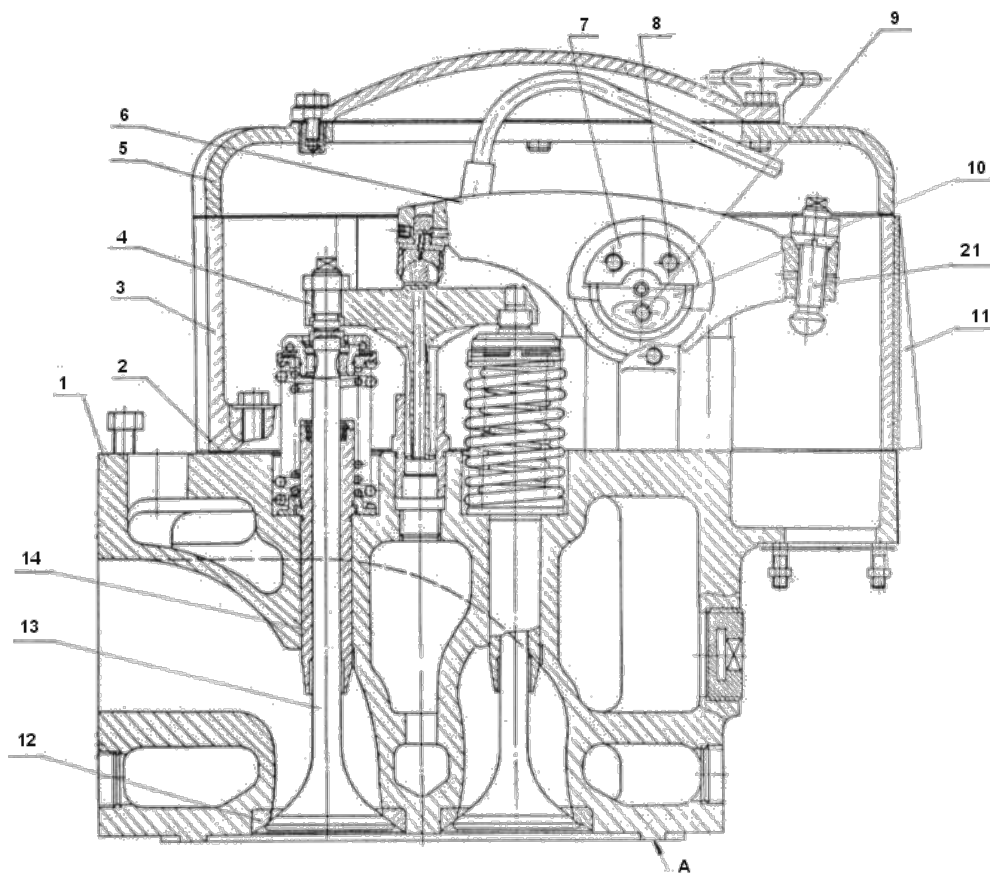
На одному кінці коромисла з боку приводу встановлений гвинт регулювальний 4 з сферичною голівкою, що входить в сферичне поглиблення наконечника штанги. Гвинт регулювальний стопориться контргайкою 5 після регулювання зазорів в приводі клапанів. На іншому кінці коромисла на осі встановлений ударник 6 з сферичним бойком 8.

Бойок стикається з траверсой, що відкриває два клапани. Одна з п'ят траверси регульована для забезпечення одночасного відкриття обох клапанів.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Вода, що охолоджує, поступає з блок-картера по восьми каналах в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище і через два отвори в перегородці, розташованих в зоні колодязя для форсунки, поступає у верхню порожнину, звідки по переливній раковині - в колектор, що

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

відводить. Переливна раковина приєднується до колектора, що відводить, накидним фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.



ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Аркуш

Рисунок 3.4 Кришка циліндра

1 - кришка циліндра, 2 - прокладка, 3 - корпус закриття, 4 - траверси, 5 - закриття верхнє, 6 - коромисло, 7 - сектор, 8 - болт М8х60, 9 - гвинт М8х10, 10 - вісь коромисла, 11 - щиток, 12 - сідло клапана, 13 - клапан випускний, 14 - втулка прямої, 15 - клапан пусковий, 16 - скоба кріплення форсунки, 17 - гайка кріплення форсунки, 18 - стійка контрольна, 19 - труба підведення пускового повітря
20 - регульована п'ята траверси, 21 - регулювальний гвинт коромисла.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок на міцність кришки циліндра

Мета розрахунку

Задачею розрахунку є знаходження сумарних напруг в кришці робочого циліндру та порівняння їх з допустимими

Умови розрахунку

Кришка робочого циліндру розглядається як монолітна конструкція, що навантажується силою затяжки шпильок. В процесі роботи двигуна кришка додатково навантажується тиском газів та дією високих температур. Небезпечними перерізами слід вважати перерізи, що мають мінімальний момент інерції. Цей переріз проходить через вісі робочих клапанів.

Вихідні дані дані для розрахунку

Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} =$	11,07	МПа
Діаметр циліндра	$D =$	0,25	м
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	500	хв^{-1}
Хід поршня	$S =$	0,34	м
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12	
Середній індикаторний тиск	$p_i =$	1,288	МПа
Середній індикаторний ККД	$\eta_i =$	0,45	
Відстань поміж шпильками	$L =$	0,25	м
Середній діаметр бурта кришки	$D_f =$	0,27	м
Товщина днища кришки	$\delta =$	0,015	м
Матеріал кришки	СЧ - 20 ГОСТ 1412-85		
Коефіцієнт лінійного розширення чавуну	$\alpha =$	1,1E-05	град^{-1}
Коефіцієнт теплопровідності чавуну	$\lambda =$	52,3	Ват/(м·град)
Модуль пружності для чавуну	$E =$	120000	МПа
Коефіцієнт Пуасона для чавуну	$\mu =$	0,26	
Коефіцієнт затяжки шпильок кришки циліндру	$\lambda =$	2	
Середня доля тепловіддачі в охолоджуючу воду	$a =$	0,25	
Доля поверхні кришки, яка передає тепло	$f_k =$	0,7	
Доля поверхні поршня, яка передає тепло	$f_{\pi} =$	0,75	
Момент опору розтянутих волокон кришки	$W_{\text{розт.}} =$	0,001	м^3

Момент опору стиснутих волокон
кришки

$$W_{\text{ст.}} = 0,0008 \quad \text{м}^3$$

Розрахунок

Сила тиску газів, що діє на кришку

$$P_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\text{max}} \quad P_f = 633497 \quad \text{Н}$$

Сила затяжки шпильок кришки

$$P_d = \lambda \cdot P_f \quad P_d = 1266995 \quad \text{Н}$$

Розглядаємо кришку як вільно опертий по
ущільнюючому бурту диск, навантажений
симетрично розподіленими силами, знаходимо
найбільший згинальний момент в
діаметральному перерізі кришки

$$M_{\text{зг}} = \frac{P_f \cdot L}{4} - \frac{(P_d - P_f) \cdot D_f}{2 \cdot \pi} \quad M_{\text{зг.}} = 12357,2 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

Напруги розтягування у верхній дошці

$$\sigma_p = \frac{M_{\text{зг.}}}{W_{\text{розт.}}} \quad \sigma_p = 12,4 \quad \text{МПа}$$

Напруги стиску у нижній дошці

$$\sigma_{\text{ст. } p} = \frac{M_{\text{зг.}}}{W_{p \text{ ст.}}} \quad \sigma_p = 15,4 \quad \text{МПа}$$

Для знаходження теплового навантаження
кришки вичисляємо:

Об'єм циліндру $V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad V_h = 0,017 \quad \text{м}^3$

Повну охолоджуючу поверхню
циліндру

$$F_{\text{охол.}} = (f_k + f_n) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot S \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad F_{\text{охол.}} = 0,362 \quad \text{м}^2$$

Теплове навантаження кришки

$$q = b \cdot a \cdot \frac{V_h}{F_{\text{охол.}}} \cdot \frac{n \cdot P_i}{\eta_i} \quad q = 104438 \quad \text{Вт/м}^2$$

Тут $b = 6340$ - коефіцієнт

Температурні напруги

Якщо прийняти, що зміна температури по товщині нижньої дошки кришки відповідає лінійному закону, то умовні температурні напруження, що виникають в нижній (вогневій) дошці, знаходяться по формулі

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot q \cdot \delta}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \lambda} \quad \sigma_t = 27 \quad \text{МПа}$$

Припускаючи одночасне виникнення найбільших механічних та температурних напруг у вогневому днищі, знайдемо умовне сумарне напруження стиску

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{cm.} + \sigma_t \quad \sigma_{\Sigma} = 42,2 \quad \text{МПа}$$

Допустимі сумарні напруги для кришок із чавуну

$$[\sigma_{\Sigma}] = 40..80 \text{ МПа}$$

РОЗДІЛ 4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Заходи з охорони праці

До роботи на дільниці з підготовки до експлуатації і 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 (оєруши) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

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

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

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

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- користуватися витяжною і приточуванням вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:

- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом пищи;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.
- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поведінки з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективною і індивідуальною захисті
- 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 вабить до відповідальності 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 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- Працювати з інструментом, що відповідає наступним вимогам,:
гайкові ключі повинні бути справні і відповідати розмірам болтів і гайок; не нарізувати ключі іншими предметами;
користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцесами
- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Основні вимоги перед пуском дизеля

- Перед пуском дизеля провертання колінчастого валу уручну здійснювати тільки з відкритими декомпрессионними клапанами і при закритому балоні стислого повітря, не менше двох оборотів, після чого зняти валоповоротний пристрій для провертання маховика;
- Перевірити чи не знаходиться дизель-генератор при пуску під навантаженням;

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;

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Вимоги безпеки після закінчення робіт

- Закрити замочні 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 розносячи - підвищення частоти обертання вище 570 хв⁻¹, підвищення температури води вище 90°C, падіння тиску масла нижче 1,6 кг/см²;

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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;
- 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 токоведущих 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 Охорона навколишнього середовища

Однією з необхідних розуму 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, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народогосподарчою задачею,

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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. 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 розчинні 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.

У наслідку недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно – гігієнічних розуму 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

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

світла зваженими частками.

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням на кваліфікаційну роботу розроблені необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН25/34 з розробкою конструкції 4-ри клапанної кришки циліндру, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 аркушів формату А1

Конструкція 4-ри клапанної кришки циліндру, а також план розміщення устаткування в машинному відділенні показані на листах графічної частини проекту, а в пояснювальній записці виконаний детальний опис обладнання машинного відділення з наведенням їх параметрів.

На початку кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($N = 470 \text{ кВт}$, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун-прототип 6ЧН 25/34 і проведені розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Ці діаграми побудовані на листі графічної частини проекту.

З теплового розрахунку та розрахунків на міцність двигуна було взято необхідні вихідні дані для кришки циліндру.

Зважаючи на те, що розроблений дизельний двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
4. 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. Ваншейдт В.А., Иванченко Н.Н., Колерова Л.К. «Дизели. Справочник» Ленинград.: «Машиностроение». 1977.
7. Васильев Ю.Н. Новые конструкции судовых дизелей. «Судостроение». Ленинград 1972.
8. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
9. Голубченко Г.А. «Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях».
10. Дальский А.М. «Технология конструкционных материалов». М.: «Машиностроение», 1985.
11. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
12. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
13. Захаров Ю.С. «Экономическое обоснование дипломных проектов».
14. Зенкин А.С., Петков В.И. «Допуски и посадки в машиностроении: Справочник – 3^е издание.» К.: Техника, 1990.

					ПННІ НУК 142.44.22.04 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		