

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА 4ЧН 20/28

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

О. С. Митрофанов

Здобувач освіти

В. М. Бондар

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Бондар Владислав Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація паливної системи двигуна 4ЧН 20/28

2. Керівник роботи д.т.н., доцент Митрофанов О. С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 680 кВт; частота обертання колінчатого валу – 900 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.Застосування об'єкту дослідження в складі електростанції. Визначення вимог до застосування ДВЗ в складі об'єкту використання 2. Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ при заводській паливній апаратурі та модернізованій. 3. Розрахунок динаміки. Розрахунок на міцність деталей КШМ. 4. Модернізація паливної системи ДВЗ, розрахунок та проектування елементів двофазного упорскування палива. 5. Розробка заходів з охорони праці.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вигляд електростанції. 2. Габаритне креслення двигуна. 3. Поперечний перетин двигуна 4ЧН 20/28. 4. Схема паливної системи двигуна 4Ч 20/28. 5. Паливний насос високого тиску. 6. Форсунка.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охороні праці	О. С. Митрофанов		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Застосування об'єкту дослідження в складі електростанції.		
	Визначення вимог до застосування ДВЗ в складі об'єкту використання.		
2	Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ, тепловий баланс двигуна при заводській паливній апаратурі та модернізованій.		
3	Розрахунок динаміки. Розрахунок на міцність деталей КШМ.		
4	Модернізація паливної системи ДВЗ, розрахунок та проектування елементів двофазного упорскування палива.		
5	Розробка заходів з охорони праці.		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/В. М. Бондар / (прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/О. С. Митрофанов / (прізвище та ініціали)

Анотація

Магістерська робота присвячена модернізації паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 виробництва фірми *Wartsila*, який використовується у якості привода генератора електричного струму для стаціонарної електростанції.

У магістерській роботі виконано аналіз можливих шляхів модернізації паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 для реалізації двофазного впорскування палива. Виконано розрахунок робочого циклу і теплового балансу при використанні двофазного упорскування. Проектується нова паливна система двофазного упорскування палива та її основні елементи (паливний насос високого тиску та форсунка двофазного упорскування), що дозволяє знизити питому витрату дизельного палива, знизити максимальний тиск згоряння та покращити екологічні показники двигуна.

Також у магістерській роботі виконані розрахунки на міцність основних елементів кривошипно-шатунного механізму дизельного двигуна 4ЧН 20/28, запропоновано заходи щодо зниження небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на персонал з обслуговування дизельної стаціонарної електростанції.

Магістерська робота складається з наступних розділів:

- вступ;
- застосування дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у складі стаціонарної електростанції;
- моделювання робочого циклу та теплового балансу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 з стандартною та модернізованою паливною системою;
- розрахунок динаміки та міцності деталей КШМ дизельного двигуна 4ЧН 20/28;
- модернізація паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28;
- розробка заходів з охорони праці;
- висновки по проекту;
- список використаної літератури;

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Магістерська робота виконана українською мовою на 109 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 13 джерел. Графічна частина дипломної роботи представлена 6 кресленнями формату А1.

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Зміст

Вступ

- 1.1. Застосування дизельного двигуна типу 4ЧН 20/28 для стаціонарної електростанції.
- 1.2. Опис конструкції дизельного двигуна 4ЧН 20/28
- 1.3. Висновки до розділу
- Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу
- 2.1. модернізованого дизельного двигуна у складі стаціонарної електростанції
- 2.2. Розрахунок робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28
- 2.2.1. Результати розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при базовій паливній апаратурі
- 2.2.2. Результати розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при двофазному упорскуванні
- 2.3. Висновки до розділу
- Розрахунки динаміки модернізованого дизельного двигуна 4ЧН
- 3.1. 20/28 у складі стаціонарної електростанції
- 3.2. Розрахунок на міцність деталей КШМ дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у складі стаціонарної електростанції
- 3.2.1. Розрахунок колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28
- 3.2.2. Розрахунок на міцність поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28
- 3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28
- 3.3. Висновки до розділу
- Використання двофазного впорскування палива в дизельних
- 4.1. двигунах
- 4.2. Модернізація паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 за рахунок використання двофазного впорскування палива
- 4.3. Розрахунок основних елементів модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4. Висновки до розділу

5.1. Охорона праці в приміщенні дизельної електростанції на базі
модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28

5.2. Джерела шуму в приміщенні дизельної електростанції на базі
модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28

5.3. Висновки до розділу

Висновок по проекту

Список використаної літератури

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.02.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент.		Бондар В.М.			Вступ			Літ.		Арк.	Акрушів
Консультант											
Керівник		Митрофанов О.С.						НУК ім. адм. Макарова			

Вступ

Згідно з завданням кафедри була виконана магістерська робота на тему: **«Модернізація паливної системи двигуна 4ЧН 20/28»**. На дизельному двигуні модернізується паливна система, а саме використовується двофазне упорскування. Це дає змогу знизити витрату палива, знизити максимальний тиск згоряння та покращити екологічні показники дизеля.

Актуальність обраної теми роботи. За останні десять років минулого століття двигуни внутрішнього згоряння здійснили ривок у своєму технічному розвитку. Деколи малопотужний, шумний дизельний двигун натеper повністю конкурує з бензиновими двигунами з іскровим запаленням, опереджаючи їх у паливній економічності. На сьогодні перспективним вважається використання відкритих камер згоряння, регулювання фаз газорозподілу та довжини впускних каналів. Обов'язковий наддув двигуна з використанням проміжного охолодження, при чому регулюють наддув непростим перепуском відпрацьованих газів, а поворотом направляючих лопаток компресора або турбіни, підкруткою турбокомпресора електродвигуном та іншими способами. Особливістю сучасних дизелів є покращені паливні системи нового покоління.

Також значний вплив на дизелебудування відіграли екологічними нормами. Наприклад, у Європі викиди окислів азоту та твердих частин дизелями зменшились за 10 років у десять разів, що у свою чергу призвело до якісного розвитку двигунів.

У боротьбі за чистоту відпрацьованих газів конструктори зіткнулись зі значною проблемою: більшість змін робочого процесу дизельного двигуна зменшує викиди тільки одного з двох найбільш небезпечних компонентів. Наприклад, збільшення випередження впорскування палива зменшує емісію частин, однак збільшує викиди NO_x . Розв'язати цю проблему дозволив високий тиск впорскування палива та електронне керування процесом паливоподачі. Завдяки збільшенню тиску упорскування покращується розпилювання дизельного палива, що веде до більш швидкого та повного згоряння. Це пояснює,

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

чому майже 60-років існування двигунів (1927-1985) максимальний тиск впорскування складав 20...50 МПа, а в останні роки збільшився до 200 МПа.

Проблема збільшення надійності та зменшення шумності роботи дизельних двигунів є однією з важливих задач, яка стоїть перед розробниками двигунів. Вирішення цієї проблеми здебільшого пов'язано з покращенням динамічних показників робочого процесу дизельного двигуна та вчасності зі зменшенням максимальної швидкості наростання тиску робочого тіла при згорянні та максимальному тиску циклу.

Ряд дослідників у своїх роботах прямо вказують на експериментальне підтвердження безпосереднього зв'язку «жорсткості» робочого циклу дизельного двигуна з надійністю та шумністю його роботи. Одним з напрямків покращення робочого процесу дизельного двигуна за рахунок зниження $dp/d\phi$ та P_z являється вибір оптимального закону паливоподачі для кожного типу ДВЗ.

Існує багато експериментальних досліджень присвячених спробам створити дизельний двигун з керованим процесом горіння за рахунок використання необхідного закону згорання. Одним з кроків на цьому шляху є використання двофазного керованого впорскування дизельного палива.

Мета роботи – модернізація паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 за рахунок використання двофазного упорскування, що дозволить знизити питому витрату палива, максимальний тиск згорання та покращити екологічних показники.

Завдання, які вирішуються при виконанні магістерської роботи:

- визначення параметрів робочого циклу при двофазному упорскуванні;
- аналіз можливих шляхів модернізації паливної системи дизеля для реалізації двофазного впорскування;
- розробка паливної системи двофазного упорскування;
- конструювання та розрахунок елементів системи двофазного впорскування.

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бондар В.М.			Застосування двигуна типу 4ЧН 20/28 для стаціонарної електростанції	Літ.	Аркуш	Аркушів
Консультант								
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК ім. адм. Макарова		

1.1. Застосування дизельного двигуна типу 4ЧН 20/28 для стаціонарної електростанції.

Електростанція на базі дизельного двигуна 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila* представлена на рис. 1.1. й рис. 1.2. Електростанція складається з енергетичної установки 1 в яку входять: два дизельних двигуна 4ЧН 20/28 та генератори електричною потужністю у 650 кВт, встановлені на загальній рамі з двигуном. Потужності даної енергетичної установки забезпечує споживачів загальною потужністю у 1300 кВт.

Енергетична установка розміщена на жорсткому масивному фундаменті для зменшення вібрації і шуму.

У приміщенні дизельної електростанції знаходиться також обладнання, яке обслуговує двигун, а саме: балон стиснутого повітря для господарських потреб 3, балони стиснутого пускового повітря 4, повітряні компресори 6; стаціонарні циркуляційні насоси системи охолодження 7. На першому поверсі електростанції в щитовому приміщенні розміщуються розподільчі електричні щити 11, а також щит заземлення 8.

Над щитовим приміщенням тобто на другому поверсі електростанції розміщено, звукоізований пост управління, що має гарний огляд приміщення розташування дизельних двигунів. Пост керування електростанцією обладнаний пультом 10 та панелями приладів, на яких імітовані схеми систем, які обслуговують енергетичну установку, з місцями від яких надходить інформація про стан енергетичної установки (температура і тиск робочих рідин, газу та повітря; частота обертання колінчатого валу двигуна).

В приміщенні електростанції поруч з двигунами, розташований щит приладів 12 з контрольною й пусковою апаратурою.

Елемент повітряного охолодження циркуляційної води системи охолодження двигуна зовнішнього контуру 5, що складається з вентилятора й радіатора знаходиться поз приміщенням. Вентиляція дизельного двигуна 4ЧН 20/28 складається із зонта 2, який легко знімається, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу вентиляції.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

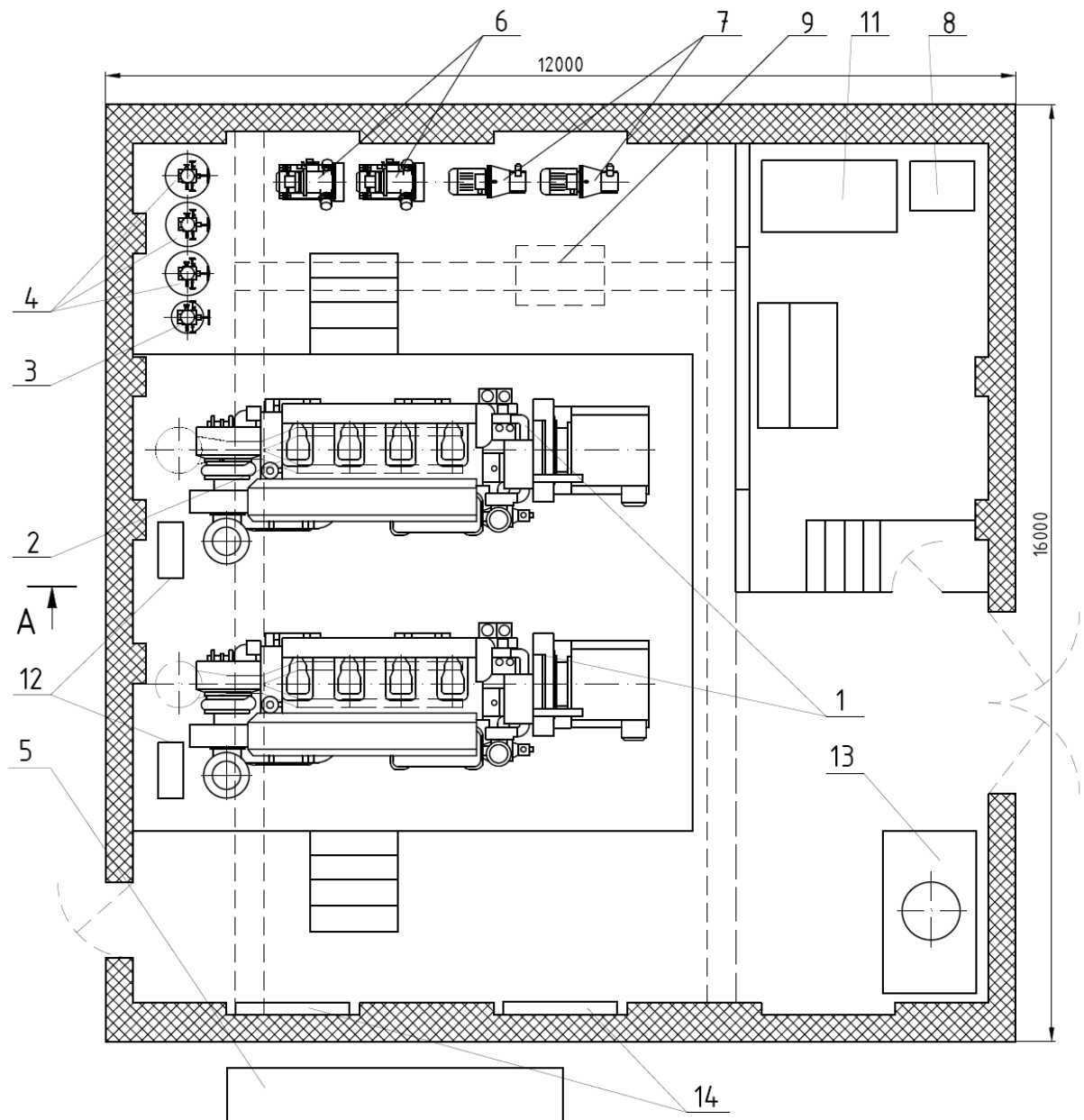


Рисунок 1.1 – Загальне розташування обладнання електростанції потужністю 1300 кВт на базі двигунів 4ЧН 20/28 (вид зверху)

Приміщення електростанції обслуговується мостовим краном 9 на 15 тон, який має висячу колодку з кнопками управління. Також в приміщенні електростанції є протипожежні щити 14.

Використання дизельного палива на проєктованій електричній станції обумовлене тим, що біля електростанції відсутні будь які газопроводи, які могли би подавати більш дешеве газове паливо.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ		Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			

Собівартість рідкого дизельного палива достатньо висока та постійно зростає, що у свою чергу підвищує вартість виробленої електричної енергії. Це обумовлює необхідність у пошуку нових технічних рішень, щодо підвищення паливної економічності енергетичної установки на базі дизельних двигунів 4ЧН 20/28.

Найбільш перспективним напрямком підвищення паливної ефективності є покращення процесу згоряння за рахунок більш раціонального процесу упорскування палива, що досягається модернізацією паливної системи двигуна. Оптимізація процесу упорскування палива може бути досягнута завдяки використанню двофазного впорскування дизельного палива.

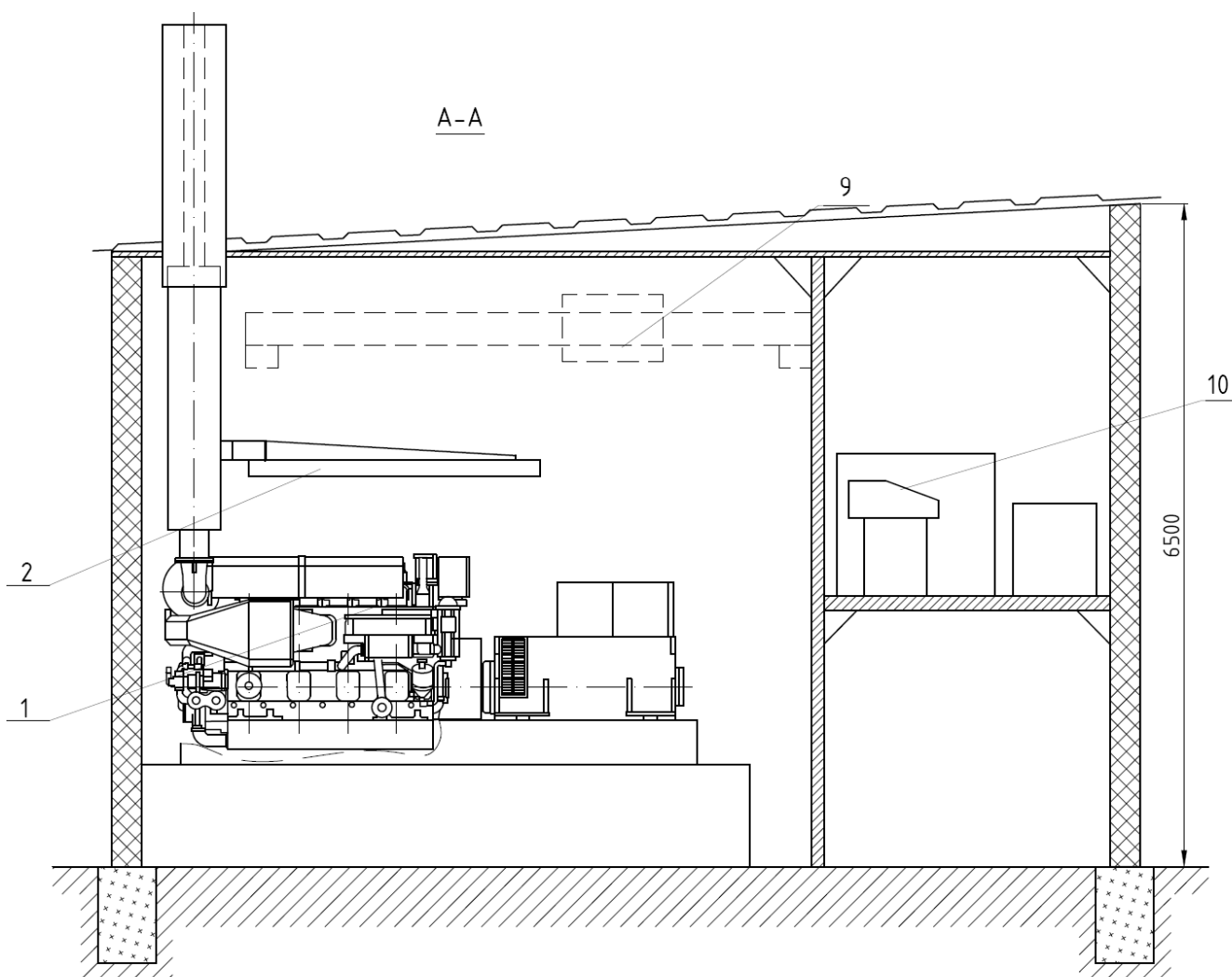


Рисунок 1.2 – Загальне розташування обладнання електростанції потужністю 1300 кВт на базі двигунів 4ЧН 20/28 (вид збоку)

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2. Опис конструкції дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Загальна конструкція дизельного двигуна 4ЧН 20/28 (заводська маркіровка 4L20) виробництва фірми *Wartsila* (рис. 1.3) є типовою для чотиритактних дизельних двигунів середньої потужності стаціонарного та суднового типу виконання. Дизельний двигун 4ЧН 20/28 поєднано з генератором та встановлюється на суднових і стаціонарних електростанціях.

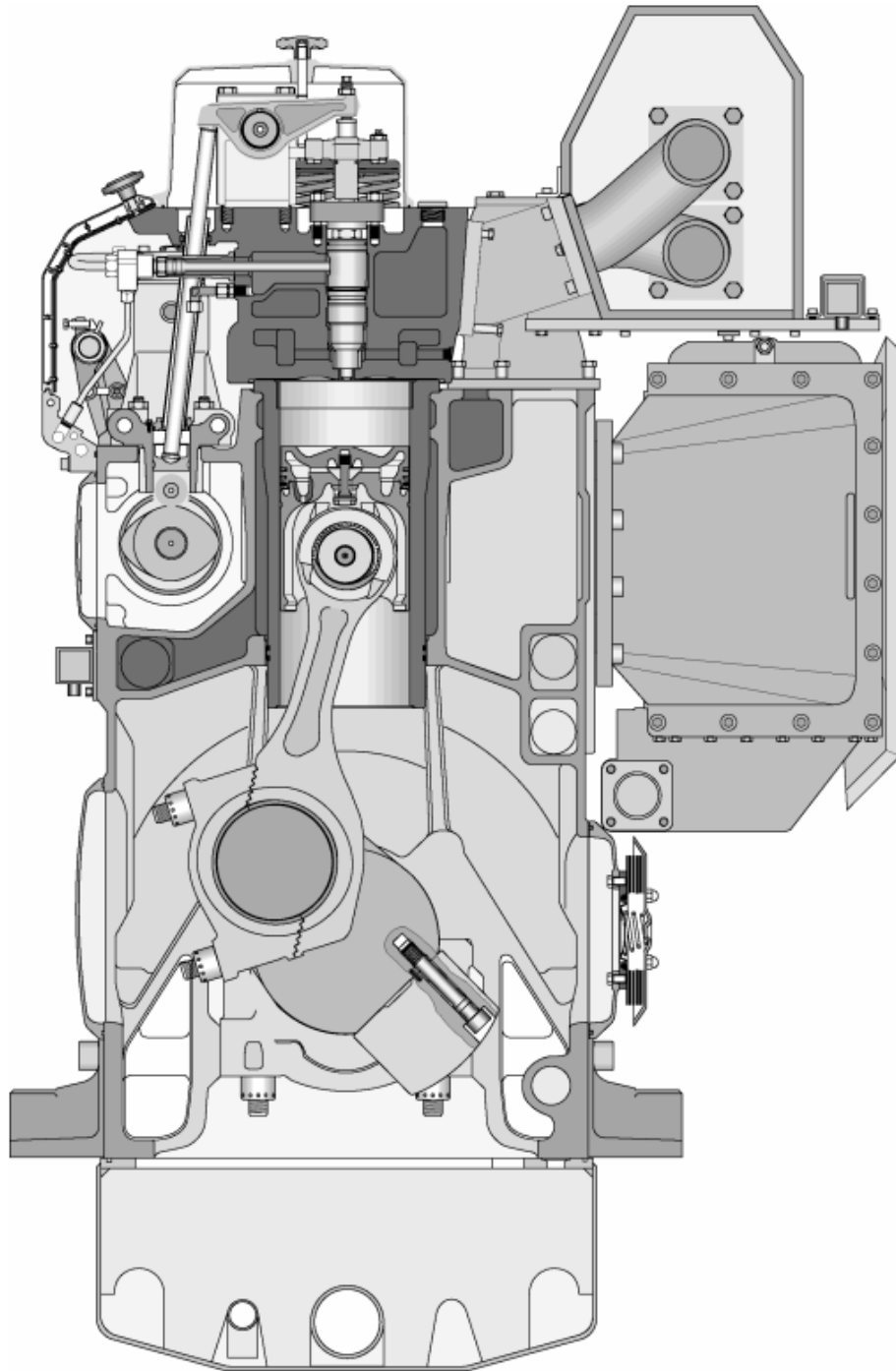


Рисунок 1.3 – Поперечний перетин дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Двигуни *Wartsila* серії 20 довели свою міцність, надійність та безвідмовність поставленими замовникам чотирма тисячами двигунів починаючи з 1992 року. Двигуни *Wartsila* серії 20 охоплюють нижній діапазон потужностей в родині дизельних двигунів фірми виробника. Переваги використання двигунів *Wartsila* серії 20:

- доведена та надійна технологія використання важкого палива на двигуні;
- легке та дешеве встановлення;
- низька емісія відпрацьованих газів;
- відносно низька витрата палива на всьому діапазоні роботи двигуна;
- мінімальна кількість витратних матеріалів, що обумовлене модульною конструкцією;
- штатно вбудована система автоматики двигуна.

Двигуни *Wartsila* серії 20 можуть працювати на різних видах палива з в'язкістю у діапазоні від 1,8 сСт до 730 сСт. Дизельні двигуни серії 20 також здатні використовувати паливо з низьким вмістом сірки ($< 0,1\% S$), яке використовується в контрольованих на викиди районах плавання судна.

На номінальному режимі роботи при $n = 900$ об/хв. дизельний двигун розвиває потужність у 680 кВт. Діаметр робочого циліндра двигуна $D = 200$ мм, хід поршня складає $S = 280$ мм, ступінь стиску – $\varepsilon = 15$. Питома ефективна витрата палива двигуном на номінальному режимі роботи становить біля 193 г/(кВт·год).

Двигун має газотурбінний наддув. Осьова імпульсна турбіна турбокомпресору використовує енергію відпрацьованих газів та призначена для приводу відцентрового компресора, що подає повітря до двигуна під тиском 0,43 МПа у впускний ресивер. Турбіна та компресор встановлені на одному валу й об'єднані в одному агрегаті – турбокомпресорі.

Деталі остова двигуна відлиті з чавуна (фундаментна рама двигуна зі збірником масла, блок-картер та окремі на кожен робочий циліндр кришки). Блок-картер двигуна з'єднується з фундаментною рамою за допомогою анкерних болтів. Кришки робочих циліндрів кріпляться до блок-картеру шпильками.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Командні механізми системи управління двигуном та пуску розміщені на посту керування. До них можна віднести механізми, за допомогою яких виконується пуск та зупинка дизеля, а також регулювання числа оборотів колінчатого валу. Дизель 4ЧН 20/28 обладнаний пневматичною системою пуску.

Система змащення двигуна 4ЧН 20/28 – комбінована. З порожнини фундаментної рами масло через сітчастий фільтр поступає у секцію відкачки шестерного масляного насоса та направляється через фільтр грубого очищення у видатковий масляний бак. З видаткового масляного баку нагнітаюча секція насоса подає масло через другий фільтр грубого очищення та холодильник у головну масляну магістраль дизеля. Також масло проходить через фільтр тонкого очищення. Перед пуском дизеля до поверхонь тертя масло нагнітається ручним поршневым насосом.

Система охолодження двигуна є двоконтурною. Циркуляція охолоджуючої рідини у сорочці дизеля здійснюється одним відцентровим насосом, а іншим прокачується забортна вода через холодильники води та масла у разі використання дизеля на судні. У разі використання двигуна у складі стаціонарної електростанції охолодження внутрішнього контуру води здійснюється потоком повітря у радіаторі.

Фундаментна рама двигуна 4ЧН 20/28 вилита з чавуну є суцільною та має коритоподібну форму. Фундаментна рама забезпечена поперечними перегородками та посилена ребрами жорсткості. Внутрішня порожнина фундаментної рами двигуна призначена для збору масла, яке витікає з деталей дизеля, що труться та масло після охолодження поршня двигуна. В постелях фундаментної рами, розміщених у поперечних перетинках рами та кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу дизеля.

Дизельний двигун типу 4ЧН 20/28 має п'ять рамових підшипників. Останній рамовий підшипник, якщо рахувати зі сторони маховика двигуна, є упорним. З обох боків по усій довжині фундаментна рама дизеля має приливні лапи з отворами для болтів кріплення двигуна до суднового або стаціонарного фундаменту.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Зі сторони вільного кінця колінчастого валу дизельного двигуна до фундаментної рами кріпиться кришка, на яку кріпляться два водяних й масляних насоси, а зі сторони маховика двигуна кожух фланця колінвалу з кільцем відбивання масла та сальниковим ущільнювачем.

В днищі фундаментної рами дизеля з двох кінців є два зливних отвори, до яких відповідно кріпиться два зливних трубопроводи. На бокових стінках фундаментної рами дизеля з внутрішньої її сторони є спеціальні приливи, на яких встановлюються сітки заспокоєння масла. У площині роз'єму блоку двигуна з рамою є канавка, у яку встановлюється ущільнювальний гумовий шнур.

Блок-картер виготовлено з чавуну. У верхній частині блок-картера розміщені втулки робочих циліндрів дизеля. Простір між втулками робочих циліндрів дизеля та стінками блок-картеру служать для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження робочих циліндрів ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт втулки робочого циліндру та двома гумовими кільцями, розміщеними в кільцевих виточках нижнього поясу втулки циліндру.

У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра дизеля встановлюється спеціальна ущільнююча мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок блок-картера встановлюються анкерні зв'язки. Нижня частина блоку двигуна є частиною картера. Зі сторони розподільчого валу двигуна по всій довжині блок-картера є горизонтальна площадка, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних та випускних клапанів ГРМ. В порожнині під площадкою розташовано підшипник розподільчого валу, один з яких (перший від маховика) є упорним. Порожнина блок-картера закрита щитами.

Для доступу обслуговуючого персоналу до механізму руху дизеля та рамових підшипників в нижній частині блок-картера з обох сторін передбачені люки, які зачинені спеціальними кришками.

На кришках люків зі сторони газовипускн у встановлені спеціальні запобіжні клапани. До переднього торця блок-картера дизеля кріпиться кожух шестерень приводу насосів й щит з кронштейнами для кріплення турбокомпресора. До

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

заднього торця блок-картера дизеля кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень привода розподільчого валу й щит з кронштейном для кріплення щита приладів двигуна. У верхню полицю блок-картера дизеля вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів двигуна. Верхня частина бокових сторін блок-картера закрита щитами.

Кожен *рамовий підшипник* є роз'ємним та складається з нижнього та верхнього напіввкладиша, кришки підшипників з деталями її кріплення. Вкладиші є сталєво-бабітовими. Від обертання та осевого зміщення вкладиші підшипника утримуються спеціальними виступами.

Упорний вкладиш дизеля має бронзові напівкільця, які розташовано у виточках фундаментної рами двигуна. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу дизеля.

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

Масло в підшипники поступає з головної масляної магістралі по трубі та отвору в кришці. З рамового підшипника, масло по каналам у колінчастому валу двигуна надходить до шатунних підшипників. Далі масло по каналу виконаному в стрижні шатуна поступає до головних підшипників та на охолодження головки поршня дизеля. Кільцева канавка, яка виконана на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника двигуна забезпечує безперервну подачу масла до шатунних підшипників.

Вставна втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну (рис. 1.4). Нижній край втулки робочого циліндра не закріплений та може вільно розширятися. Верхній бурт втулки робочого циліндра високий й товстостінний. У верхньому бурті розташовані під нахилом свердлення по всьому колу втулки робочого циліндра, які призначені для проходження охолоджуючої рідини. На кінці бурта

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

втулка робочого циліндра розташовано кільцеву виточку для ущільнюючого гумового кільця.

Під час роботи дизеля, втулка робочого циліндра, змащується маслом, яке подається на дзеркало розбризкуванням рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення поверхонь тертя циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

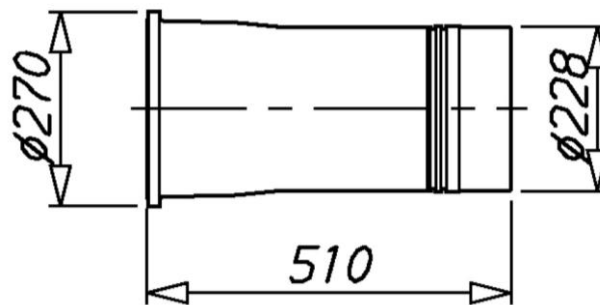


Рисунок 1.4 – Втулка робочого циліндра двигуна 4ЧН 20/28

Кришка робочого циліндра виготовлена з чавуну та є окремою для кожного робочого циліндру (рис. 1.5). Кришка кріпиться до блок-картеру дизеля чотирма шпильками, які затягуються в перехресній послідовності.

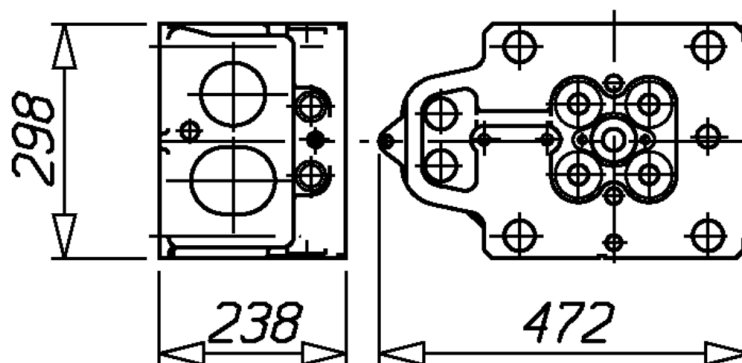


Рисунок 1.5 – Кришка робочого циліндра двигуна 4ЧН 20/28

Величина витяжки шпильок кріплення кришки робочого циліндру повинна бути у межах 0,3...0,33 мм. На днищі кришки робочого циліндру є борт, який входить у проточку на втулці циліндру. Під борт кришки робочого циліндру для ущільнення камери згоряння двигуна встановлено прокладку з відпаленої червоної міді. Підбором товщини прокладки встановлюється висота камери згоряння

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

дизеля. На стійках встановлено вісь, на якій розташовано два коромисла для приводу робочих клапанів ГРМ. Змащення підшипників коромисел здійснюється маслом з системи змащення дизеля. На одному кінці коромисла приводу клапанів є регулюючий гвинт з круглою головкою, яка входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача ГРМ.

В центрі кришки робочого циліндра розташована паливна форсунка, яка кріпиться за допомогою двох шпильок та фланця. Для ущільнення торцевих поверхонь між паливною форсункою та кришкою робочого циліндра встановлюється мідна прокладка.

Впускні та випускні клапани двигуна відрізняються за своєю конструкцією. У випускних клапанів двигуна перехід від тарілки до штоку виконано ступінчасто, а у впускному плавно. При встановленні клапанів на це слід звернути увагу та встановити клапан у відповідний отвір.

Направляючі втулки клапанів запресовані у кришку робочого циліндра. Клапани дизеля притерті до сідел та прижимаються до них за допомогою зовнішньої та внутрішньої пружини. Верхній кінець пружини впирається у тарілку, яка з'єднана зі штоком клапана конусним розрізним замком (сухарем).

Фаски випускних клапанів дизеля мають спеціальну наплавку з твердого сплаву. Сідла клапанів механізму ГРМ виготовлені з високоміцного сплаву, запресовані в днище кришки робочого циліндру. Сідла клапанів механізму ГРМ охолоджуються водою. На кришці робочого циліндру зі сторони випуску розміщений пусковий клапан двигуна, зі сторони впуску встановлено запобіжний клапан.

На кришці робочого циліндру розміщено також декомпресійний клапан, на вільному кінці якого є різьба для кріплення пристрою з визначення максимального тиску згоряння у робочому циліндрі дизеля. Вогневе днище кришки циліндрів виконане товстостінним, має радіальні свердлення, для кращого відводу тепла згоряння.

Водяна порожнина охолодження кришки утворена стінками і двома днищами. Охолоджуюча рідина надходить у кільцеву порожнину між буртом та криш-

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кою робочого циліндру та підходить до поверхонь, які виконані у верхньому бурті втулки робочого циліндру. Ця кільцева порожнина закривається сталеною втулкою, яка утворює сорочку охолодження. Порожнина охолодження ущільнюється двома гумовими кільцями розміщеними на втулці робочого циліндру та кришці. Охолоджуюча рідина з кільцевої порожнини поступає у систему радіальних свердлень, які виконані у вогневому днищі кришки робочого циліндру, а потім крізь вісім свердлень виконаних у центрі кришки, перетікає у загальну порожнину, де охолоджує інші елементи кришки робочого циліндру.

Для очищення водяної порожнини охолодження кришки робочого циліндру, є люки закриті кришками.

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

Колінчастий вал – сталевий та суцільний. Для дизельного двигуна 4ЧН 20/28 кривошипи розташовані по відношенню один до одного (кут заклинки) під кутом 180° .

Масло з канавок рамових підшипників поступає до шатунних по каналам, які з'єднують рамові шийки колінчастого валу з шатунними, оминаючи внутрішні порожнини шийок. Свердлення в останній рамовій шийці колінчастого валу є глухим та призначене для встановлення спеціального пристрою, за допомогою якого зайвий вкладиш рамового підшипника викочують при демонтажі. Для викочування вкладишів останніх підшипників колінчастого валу використовують свердлення для проходу масла.

На передньому кінці колінчастого валу дизеля встановлені шестерні приводу масляного та водяного насосів, привід первинного перетворювача тахометру.

Шестерня призначена для приводу масляного насосу жорстко з'єднана болтами та штифтами, з демпферуючою шестернею приводу водяних насосів, пружними елементами якої є шість спеціальних пружин. Демпферуюча шестерня жорстко поєднана з колінчастим валом дизеля за допомогою шпонки. Це забез-

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

печує надійну та безвідмовну роботу зубчатих зачеплень приводу водяних насосів.

Від осьового переміщення демпферуєча шестерня фіксується опорним кільцем і чотирма болтами. Маховик за допомогою шпонки поєднано з колінчастим валом та стримується від осьового зміщення опорним кільцем з одного боку та буртами колінчастого валу з іншого. На задньому торці колінчастого валу дизеля є борт, який впирається в торець опорного підшипника та запобігає осьовому зміщенню валу двигуна.

На фланці колінчастого валу насаджена шестерня, яка призначена для приводу розподільчого валу та фіксується від осьового переміщення шістьма пружинами. За останньою рамовою шпилькою колінчастого валу є масло відбивач, який запобігає проникненню масла, яке виходить з останнього рамового підшипника вала, на фланець, до якого кріпиться маховик двигуна.

Штампований **шатун** двигуна 4ЧН 20/28 виготовлений з вуглецевої сталі (рис. 1.6). Стрижень шатуна двигуна 4ЧН 20/28 двотаврового перетину має масляний канал, по якому з нижньої головки поступає масло до верхньої.

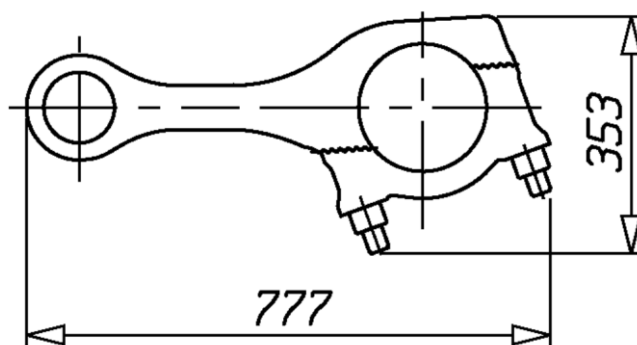


Рисунок 1.6 – Шатун двигуна 4ЧН 20/28

У розточку верхньої головки шатуна двигуна 4ЧН 20/28 запресована втулка, яка є головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки підшипника виконана шліцева канавка. Масло з каналу в стрижні шатуна поступає до кільцевої канавки у верхній головці шатуна дизеля, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У нижній голівці шатуна двигуна 4ЧН 20/28 розміщені тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовлені зі сталі з покриттям бабіту. Від повертання та осьового зміщення вкладиші шатуна фіксуються шатунними шпильками.

Вкладиші шатунного підшипника мають збільшений розмір у площині роз'єму в кришці, завдяки чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь.

Поршень двигуна та шатун поєднуються за допомогою сталевого пустотілого **поршневого пальця**. Зовнішня поверхня поршневого пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення поршневий палець фіксується стопорними кільцями, які встановлено у кільцевих канавках внутрішніх бобишок поршня.

На кінцях поршневого пальця встановлено спеціальні заглушки, які на зовнішньому його діаметрі мають кільцеву канавку встановлення ущільнювальних кілець. Заглушки фіксуються пружинними стопорними кільцями. Одна з двох заглушок має у центрі різьбовий отвір призначений для зняття їх з поршневого пальця двигуна. Поршень дизеля охолоджується маслом, яке з шатунної шийки крізь масляні канали подається до поршневого пальця.

Крізь отвори виконані в середній частині поршневого пальця масло потрапляє до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які розміщено на кінцях пальця, в кільцеву канавку та отвори (які виконані у бобиках) в охолоджуючу порожнину поршня. Залишки масла крізь отвір у головці поршня стікає до картера. На поршні дизеля виконано чотири канавки, у яких розміщені поршневі кільця, в верхній частині поршня містяться три компресійні кільця, а у нижній – маслоз'ємне кільце.

Компресійні кільця мають в перетині прямокутну форму, замок кільця – косий. Верхнє компресійне ущільнююче кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслоз'ємні кільця дизеля 4ЧН 20/28 коробчатого типу, при контакті з втулкою знімають надлишок масла двома гострими кромками. Для підвищення радіального тиску на стінку робочого циліндру кільце встановлено розширювач (експандер) з витих пружин.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршневі кільця не фіксуються від провертання у поршневих канавках. При встановленні поршня у втулку робочого циліндра замки поршневих кілець повинні бути повернуті один відносно іншого на кут 120° та розміщені за гвинтовою лінією.

Система автоматики двигунів *Wartsila* серії 20 оснащені вбудованою модульною системою автоматизації *UNIC*, яка доступна для споживача у двох різних версіях. Основна функціональність систем автоматизації однакова в обох версіях, але функціональність може бути досить легко розширена для здійснення різних завдань. Система автоматизації *UNIC C1* має дротовий сигнальний інтерфейс із зовнішніми системами, в той час, як система автоматизації *UNIC C2* має інтерфейс для керування функціями та окремо інтерфейс шини зв'язку для сигналізації та контролю.

Усі версії системи автоматизації двигуна мають модуль безпеки дизеля та панель керування. Модуль безпеки дизельного двигуна виконує найважливіші функції безпеки, наприклад, перевищення швидкості обертання колінчастого валу та низький тиск масла системи змащення.

Модуль безпеки двигуна також визначає несправності та критичні сигнали оповіщення сигналізації про виявленні поламки дизеля. Панелі керування двигуном мають кнопки для пуску, зупинки та дисплей, який показує обслуговуючому персоналу найбільш важливі параметри дизеля. Контроль числа обертів колінчастого валу дизеля включено у систему автоматизації на всіх версіях двигуна серії 20.

Додаткові функції системи автоматизації *UNIC C2* полягають у тому, що всі необхідні функції керування двигуном обробляються обладнанням дизеля, шини зв'язку із зовнішніми системами та наявністю більш інформативного дисплея.

На дизелі використовуються звичайні міцні кабелі з мінімальною кількістю роз'ємів. На двигуні живлення шини зв'язку та життєво-важливі функції дублюються.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.3. Висновки до розділу

Обраний для модернізації дизельний двигун 4ЧН 20/28 може бути встановлений у якості приводу генератора електричного струму для стаціонарної електростанції потужністю 1300 кВт. Всього у складі електростанції використовується два дизельних двигуна 4ЧН 20/28(4L20) виробництва фірми *Wartsila* потужністю 680 кВт при частоті обертання колінчатого валу 900 об/хв.

Загальний вигляд стаціонарної дизельної електростанції представлено кресленням формату А1.

					ДП.142.6221м.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.02.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Бондар В.М.			Розрахунок робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28		
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ.	Арк.	Акрушів
					НУК ім. адм. Макарова		

2.1. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу модернізованого дизельного двигуна у складі стаціонарної електростанції

Згідно з завданням кафедри виконується модернізація паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila* потужністю 680 кВт при 900 об/хв., який встановлено у якості приводу генератора електричного струму стаціонарної електростанції. Також у рамках виконання магістерської роботи проводиться дослідження впливу двофазного упорскування на показники робочого циклу дизельного двигуна.

У двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) перетворення хімічної енергії палива у механічну роботу відбувається у результаті періодичного здійснення у робочих циліндрах низки процесів. Закінчена сукупність процесів, що періодично повторюються у робочому циліндрі ДВЗ, яка необхідна для його роботи називається робочим циклом двигуна. Основними особливостями робочого циклу дизельних двигунів є:

- високий рівень ступеня стиснення $\epsilon = 14 \dots 18$;
- впорскування палива всередину циліндра двигуна в кінці процесу стиснення;
- самозаймання палива за рахунок високої температури повітряного заряду, стисненого у циліндрі;
- неповнота згоряння палива, що характеризується, головним чином, вмістом у відпрацьованих газах сажі та дуже невеликої кількості оксиду вуглецю.

При проведенні модернізації існуючого двигуна для підвищення паливної економічності необхідно перш за все звернути увагу на параметри робочого циклу які безпосередньо впливають на витрату палива двигуном. Також модернізований двигун 4ЧН 20/28 не повинен поступатися за своїми енергетичними та економічними показниками двигунам-аналогам його типорозміру. Так основні параметри типорозміру дизельного двигуна 4ЧН 20/28 й найближчих до нього аналогів наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні параметри двигунів-аналогів модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Маркування двигуна	Циліндрова потужність дизеля, кВт	Частота обертання колінчатого валу, мін^{-1}	Середній ефективний тиск, МПа	Питома витрата палива, г/кВт·год
ЧН18/22	47–93	750–1000	1–1,5	207–212
ЧСН18/20	40– 90	1000–1600	0,7–1,0	211–230
ЧН21/21	81–182	1000–1500	1,0–1,5	207–217
ЧН16/17	58– 88	1800–2000	0,85–1,15	211–225

Вибір основних параметрів робочого циклу:

– температура навколишнього середовища T_o – приймаємо $T_o = 313 \text{ К}$ (за даними заводу-виробника);

– тиск навколишнього середовища p_o – у всіх випадках слід приймати $p_o = 0,103 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови);

– ступінь стиску ϵ – при виборі ступеня стиснення слід враховувати розміри циліндра та спосіб сумішоутворення (при нерозділеній камері згоряння СОД $\epsilon = 12 \dots 16$), приймаємо згідно даних заводу-виробника $\epsilon = 15$.

– коефіцієнт надлишку повітря α – цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра та способу сумішоутворення (при нерозділеній камері згоряння $D_{\text{ц}} > 200 \text{ мм}$ та $\epsilon = 15$, α буде знаходитися у межах $1,6 \dots 2,4$, приймаємо $\alpha = 2,4$.

– найнижча теплота згоряння палива Q_n – приймаємо $Q_n = 42664,4 \text{ (кДж/кг)}$.

– ступінь підвищення тиску в компресорі P_k – для цього типу компресора та згідно даних заводу-виробника приймаємо $P_k = 4,3$.

Інші параметри робочого циклу обираються згідно з рекомендаціями літературних джерел [4, 6, 7] щодо даного типорозміру двигуна. Геометричні розміри робочого циліндру, органів газообміну та інші конструктивні параметри дизельного двигуна обрано згідно опису конструкції двигуна-прототипу – 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila*.

2.2. Розрахунок робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Моделювання робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 та дослідження впливу двофазного упорскування на показники робочого циклу виконано за допомогою потужного програмного комплексу *Diesel-RK*. Програма відноситься до термодинамічних моделей та спеціально призначена для виконання розрахунків й проведення цільової оптимізації двотактних і чотиритактних двигунів внутрішнього згоряння (дизельних; бензинових з іскровим запаленням, як карбюраторних так і з упорскуванням бензину; газових з іскровим запаленням, як звичайних так і форкамерних).

Програма *Diesel-RK* підтримує моделювання процесу згоряння при багаторазовому упорскуванні (рис. 2.1), включаючи згоряння при дуже великих значеннях випередження пілотного упорскування (до 100 та більше град. до ВМТ). Враховується згоряння механізмом низькотемпературного окислення (*Low Temperature Combustion*). Спеціальний інтерфейс дозволяє оптимізувати стратегію багаторазового впорскування (частки палива в порціях і затримки між ними), щоб уникнути попадання палива на стінки дзеркала циліндра.

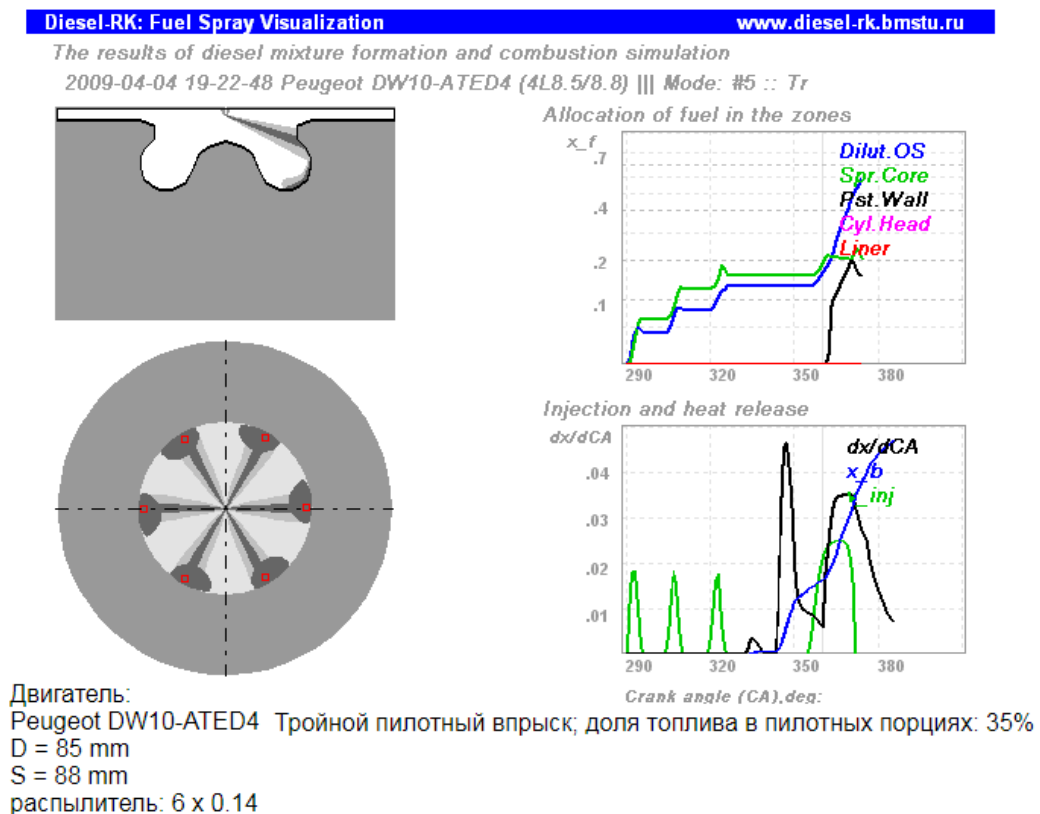


Рисунок 2.1 – Приклад розрахунку згоряння за механізмом PCCI

Нижче наводиться копія результатів моделювання робочого циклу двигуна 4ЧН 20/28 виробництва фірми *Wartsila* при різних характеристиках подачі палива (стандартній – заводській та при двохфазному упорскуванні) за допомогою програмного комплексу *Diesel-RK*.

2.2.1. Результати розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при базовій паливній апаратурі

Ефективні та індикаторні показники дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при базовій паливній апаратурі

Частота обертання колінчатого валу,	$n = 900$ об/хв
Ефективна потужність двигуна,	$N_e = 677,44$ кВт
Середній ефективний тиск,	$P_e = 25,671$ бар
Крутний момент двигуна,	$M_e = 7188,4$ Н·м
Циклова подача палива,	$q_c = 1,2069$ г
Питома ефективна витрата дизельного палива,	$g_e = 0,1924$ кг/(кВт·год)
Ефективний ККД двигуна,	$\eta_e = 0,435$
Середній індикаторний тиск,	$P_i = 26,285$ бар
Індикаторний ККД двигуна,	$\eta_i = 0,44554$

Основні параметри навколишнього середовища при розрахунках

Тиск навколишнього середовища,	$P_o = 0,103$ МПа
Температура навколишнього середовища,	$T_o = 313$ К
Статичний тиск за турбіною,	$P_{o-T} = 1,0060$ бар
Тиск загальмованого потоку за фільтром,	$P_{o-BX} = 0,99400$ бар

Наддув та газообмін у дизельному двигуні 4ЧН 20/28 при базовій паливній апаратурі

Тиск перед випускним колектором двигуна,	$P_k = 4,2542$ бар
Температура перед випускним колектором двигуна,	$T_k = 312,33$ К
Витрата повітря через робочий циліндри ДВЗ,	$G_{air} = 1,2637$ кг/с
ККД агрегату наддуву,	$\eta_{тк} = 0,90037$
Середній тиск перед турбіною,	$P_t = 2,4413$ бар

Середня температура перед турбіною ТК,

$$T_t = 751,78 \text{ К}$$

Витрата ВГ через циліндри ДВЗ,

$$G_{gas} = 1,2840 \text{ кг/с}$$

Коефіцієнт надлишку повітря,

$$\alpha_{sum} = 2,4083$$

Середній тиск насосних ходів,

$$P_{нх} = 1,5539 \text{ бар}$$

Коефіцієнт наповнення,

$$\eta_n = 0,94$$

Коефіцієнт залишкових газів у робочому циліндрі,

$$\gamma_r = 0,01416$$

Коефіцієнт продувки

$$\varphi_c = 1,1$$

Основні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у впускному колекторі

Середній тиск у впускному колекторі,

$$P_s = 4,2448 \text{ бар}$$

Середня температура в впускному колекторі,

$$T_s = 313,54 \text{ К}$$

Середня температура стінки впускного колектору,

$$T_{ws} = 319,54 \text{ К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі в впускному колекторі,

$$\alpha_{ws} = 225,72 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт тепловіддачі в клапанному каналі,

$$\alpha_{wsc} = 145,63 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Основні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у випускному колекторі

Середній статичний тиск ВГ дизеля,

$$P_r = 2,3160 \text{ бар}$$

Середня статична температура ВГ дизеля,

$$T_r = 741,63 \text{ К}$$

Середня швидкість газу,

$$W_r = 169,01 \text{ м/с}$$

Число Струхала,

$$Sh = 23,612$$

Середня температура стінки випускного колектору,

$$T_{wr} = 699,87 \text{ К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі у випускному колекторі,

$$\alpha_{wr} = 399,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт тепловіддачі у клапанному каналі,

$$\alpha_{wcr} = 894,44 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Основні параметри процесу згоряння дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння,

$$\alpha = 2,4$$

Максимальний тиск згоряння,

$$P_z = 185,61 \text{ бар}$$

Максимальна температура згоряння,

$$T_z = 1466,7 \text{ К}$$

Кут максимального тиску згоряння,

$$\varphi_{pz} = 5 \text{ град. за ВМТ}$$

Кут максимальної температури згоряння,

$$\varphi_{tz} = 39 \text{ град. за ВМТ}$$

Максимальна швидкість наростання тиску у циліндрі,

$$dP/d\varphi = 5,0815 \text{ бар/град}$$

Основні параметри процесу упорскування дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Максимальний тиск упорскування,	$P_{\text{упор.max}} = 795,35 \text{ бар}$
Середній діаметр краплин палива,	$d_{32} = 19,531 \text{ мкм}$
Випередження упорскування палива,	$\Theta_{\text{вип}} = 7 \text{ град. до ВМТ}$
Тривалість паливоподачі,	$\varphi_{\text{уп}} = 35,784 \text{ град}$
Період затримки запалення,	$\varphi_{\text{зат}} = 2,2378 \text{ град}$
Частка палива, яка випарувалася за період затримки,	$\sigma = 0,91812\text{E-}03$
Тривалість процесу згоряння,	$\varphi_{\text{згор}} = 93,2 \text{ град.п.к.в.}$

Основні екологічні показники дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Емісія диму за шкалою Хартріджа,	$Hartridge = 5,1988$
Емісія диму за шкалою Бош,	$Bosch = 0,56987$
Коефіцієнт абсолютного світлопоглинання ВГ по ЄЕК, $K, \text{m}^{-1} \text{K} = 0,12497 \text{ 1/m}$	
Емісія твердих часток,	$PM = 0,11614 \text{ г/(кВт·год)}$
Емісія двоокису вуглецю,	$\text{CO}_2 = 619,96 \text{ г/(кВт·год)}$
Концентрація вологих NO_x ,	$\text{NO}_x = 473,77 \text{ 1/млн, (ppm)}$
Емісія NO_x приведена до NO_2 ,	$\text{NO}_2 = 5,1917 \text{ г/(кВт·год)}$
Комплекс сумарної емісії NO_x та PM ,	$SE = 1,1288$
Емісія SO_2 ,	$\text{SO}_2 = 0,0000 \text{ г/кВт·год}$

Основні параметри робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 в характерних точках

Тиск початку процесу стиснення,	$P_a = 4,6856 \text{ бар}$
Температура початку процесу стиснення,	$T_a = 342,87 \text{ K}$
Тиск кінця процесу стиску,	$P_c = 177,34 \text{ бар}$
Температура кінця процесу стиску,	$T_c = 920,55 \text{ K}$
Тиск початку процесу випуску,	$P_b = 17,243 \text{ бар}$
Температура початку процесу випуску,	$T_b = 1059,4 \text{ K}$

Основні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28, які визначають робочий процес

Ступінь стиснення,	$\varepsilon = 15$
Кількість соплових отворів форсунки,	$i_{\text{соп}} = 6$

Діаметр соплових отворів форсунки,

$$d_{\text{соп}} = 0,4 \text{ мм}$$

Початок процесу випуску,

$$\varphi_{\text{вип. нач.}} = 60 \text{ град. до НМТ}$$

Кінець процесу випуску,

$$\varphi_{\text{вип. кін.}} = 26 \text{ град. за ВМТ}$$

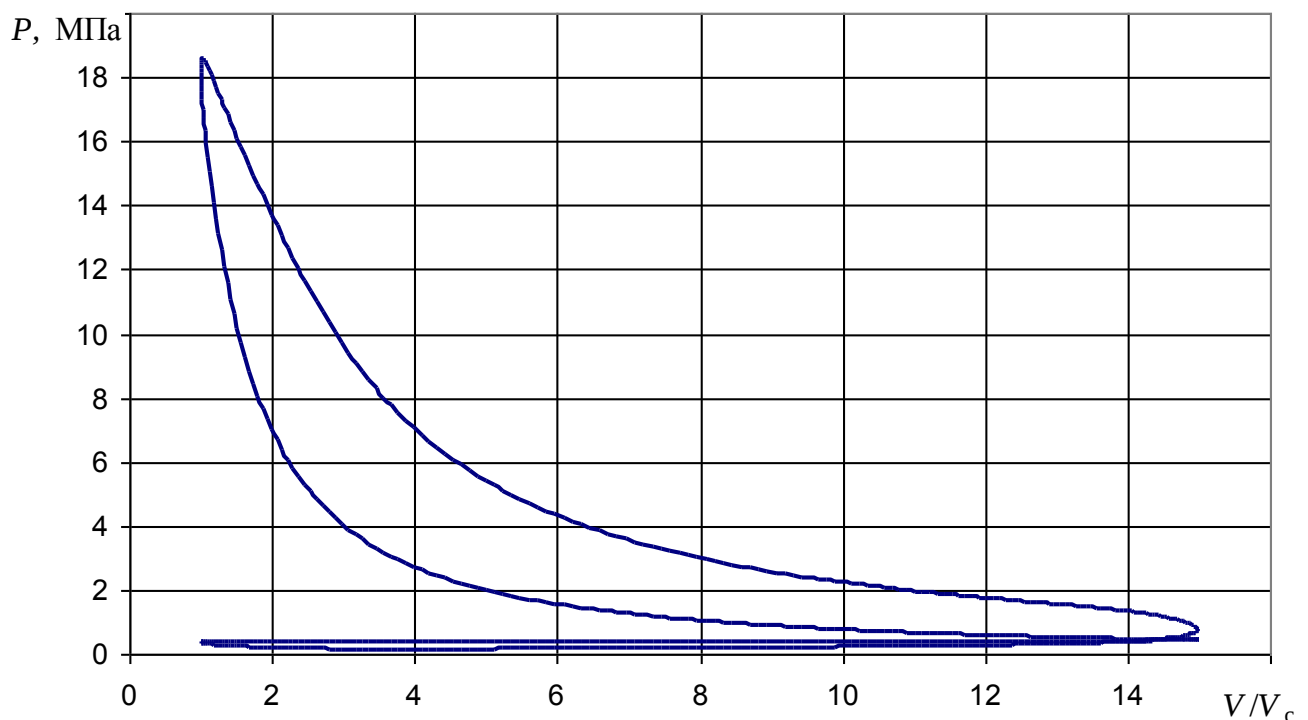
Початок процесу впуску,

$$\varphi_{\text{вп. нач.}} = 26 \text{ град. до ВМТ}$$

Кінець процесу впуску,

$$\varphi_{\text{вп. кін.}} = 33 \text{ град. за НМТ}$$

На підставі виконаного розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila* з базовою паливною апаратурою будується індикаторна діаграма, яка представлена на рис. 2.2.



*Рис. 2.2. Індикаторна діаграма дизельного двигуна 4ЧН 20/28
при заводських налаштуваннях паливної апаратури*

2.2.2. Результати розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при двофазному упорскуванні

Ефективні та індикаторні показники дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при двофазному упорскуванні

Частота обертання колінчатого валу,

$$n = 900 \text{ об/хв}$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 683,18 \text{ кВт}$$

Середній ефективний тиск,

$$P_e = 25,889 \text{ бар}$$

Крутний момент двигуна,	$M_e = 7249,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$
Циклова подача палива,	$q_c = 1,2068 \text{ г}$
Питома ефективна витрата дизельного палива,	$g_e = 0,1907 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$
Ефективний ККД двигуна,	$\eta_e = 0,438$
Середній індикаторний тиск,	$P_i = 26,519 \text{ бар}$
Індикаторний ККД двигуна,	$\eta_i = 0,449$

Основні параметри навколишнього середовища при розрахунках

Тиск навколишнього середовища,	$P_o = 0,103 \text{ МПа}$
Температура навколишнього середовища,	$T_o = 313 \text{ К}$
Статичний тиск за турбіною,	$P_{o-T} = 1,0060 \text{ бар}$
Тиск загальмованого потоку за фільтром,	$P_{o-BX} = 0,99400 \text{ бар}$

Наддув та газообмін у дизельному двигуні 4ЧН 20/28 при двофазному упорскуванні

Тиск перед випускним колектором двигуна,	$P_k = 4,2542 \text{ бар}$
Температура перед випускним колектором двигуна,	$T_k = 312,33 \text{ К}$
Витрата повітря через робочий циліндри ДВЗ,	$G_{air} = 1,2634 \text{ кг/с}$
ККД агрегату наддуву,	$\eta_{тк} = 0,90021$
Середній тиск перед турбіною,	$P_t = 2,4538 \text{ бар}$
Середня температура перед турбіною ТК,	$T_t = 747,47 \text{ К}$
Витрата ВГ через циліндри ДВЗ,	$G_{gas} = 1,2847 \text{ кг/с}$
Коефіцієнт надлишку повітря,	$\alpha_{sum} = 2,4077$
Середній тиск насосних ходів,	$P_{нх} = 1,5412 \text{ бар}$
Коефіцієнт наповнення,	$\eta_n = 0,944$
Коефіцієнт залишкових газів у робочому циліндрі,	$\gamma_r = 0,0143$
Коефіцієнт продувки	$\varphi_c = 1,1$

Основні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у впускному колекторі

Середній тиск у впускному колекторі,	$P_s = 4,2449 \text{ бар}$
Середня температура в впускному колекторі,	$T_s = 313,54 \text{ К}$
Середня температура стінки впускного колектору,	$T_{ws} = 319,54 \text{ К}$
Коефіцієнт тепловіддачі в впускному колекторі,	$\alpha_{ws} = 225,70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Коефіцієнт тепловіддачі в клапанному каналі, $\alpha_{wsc} = 145,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Основні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у випускному колекторі

Середній статичний тиск ВГ дизеля, $P_r = 2,3301 \text{ бар}$

Середня статична температура ВГ дизеля, $T_r = 737,55 \text{ К}$

Середня швидкість газу, $W_r = 167,09 \text{ м/с}$

Число Струхала, $Sh = 23,547$

Середня температура стінки випускного колектору, $T_{wr} = 694,11 \text{ К}$

Коефіцієнт тепловіддачі у випускному колекторі, $\alpha_{wr} = 396,95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Коефіцієнт тепловіддачі у клапанному каналі, $\alpha_{wcr} = 888,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Основні параметри процесу згоряння дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння, $\alpha = 2,4$

Максимальний тиск згоряння, $P_z = 184,11 \text{ бар}$

Максимальна температура згоряння, $T_z = 1484,7 \text{ К}$

Кут максимального тиску згоряння, $\varphi_{pz} = 6 \text{ град. за ВМТ}$

Кут максимальної температури згоряння, $\varphi_{tz} = 38 \text{ град. за ВМТ}$

Максимальна швидкість наростання тиску у циліндрі, $dP/d\varphi = 5,0817 \text{ бар/град}$

Основні параметри процесу упорскування дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Максимальний тиск упорскування, $P_{\text{упор.мах}} = 795,35 \text{ бар}$

Середній діаметр краплин палива, $d_{32} = 19,531 \text{ мкм}$

Випередження упорскування палива, $\Theta_{\text{вип}} = 7 \text{ град. до ВМТ}$

Тривалість паливоподачі, $\varphi_{\text{уп}} = 35,784 \text{ град}$

Період затримки запалення, $\varphi_{\text{зат}} = 2,2378 \text{ град}$

Частка палива, яка випарувалася за період затримки, $\sigma = 0,51156\text{E-}03$

Тривалість процесу згоряння, $\varphi_{\text{згор}} = 87,6 \text{ град.п.к.в.}$

Основні екологічні показники дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Емісія диму за шкалою Хартриджа, $Hartridge = 4,3222$

Емісія диму за шкалою Бош, $Bosch = 0,47344$

Коефіцієнт абсолютного світлопоглинання ВГ по ЄЕК, $K, \text{ м}^{-1} \text{ К} = 0,10305 \text{ 1/м}$

Емісія твердих часток, $PM = 0,09158 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

Емісія двоокису вуглецю,	$\text{CO}_2 = 614,74 \text{ г/}(\text{кВт}\cdot\text{год})$
Концентрація вологих NO_x ,	$\text{NO}_x = 509,65 \text{ 1/млн, (ppm)}$
Емісія NO_x приведена до NO_2 ,	$\text{NO}_2 = 5,538 \text{ г/}(\text{кВт}\cdot\text{год})$
Комплекс сумарної емісії NO_x та PM ,	$SE = 1,0964$
Емісія SO_2 ,	$\text{SO}_2 = 0,0000 \text{ г/кВт}\cdot\text{год}$

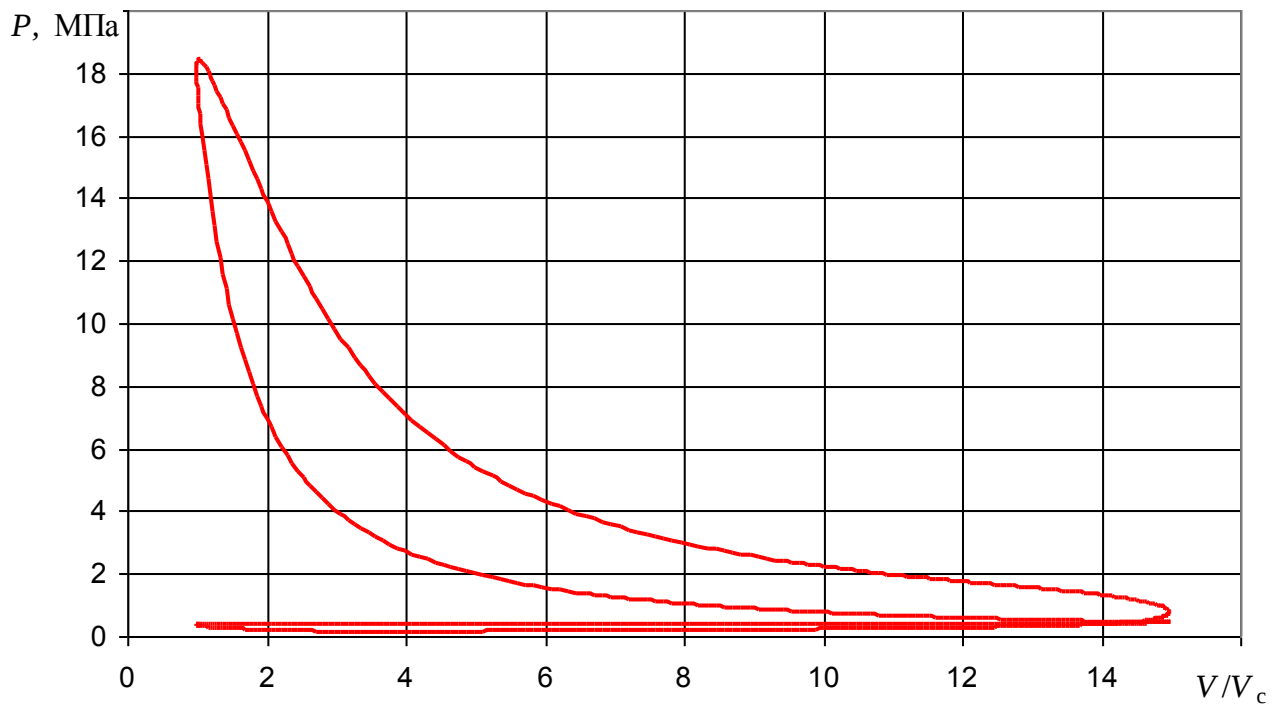
Основні параметри робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 в характерних точках

Тиск початку процесу стиснення,	$P_a = 4,6857 \text{ бар}$
Температура початку процесу стиснення,	$T_a = 342,88 \text{ К}$
Тиск кінця процесу стиску,	$P_c = 177,34 \text{ бар}$
Температура кінця процесу стиску,	$T_c = 920,59 \text{ К}$
Тиск початку процесу випуску,	$P_b = 17,138 \text{ бар}$
Температура початку процесу випуску,	$T_b = 1052,2 \text{ К}$

Основні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28, які визначають робочий процес

Ступінь стиснення,	$\varepsilon = 15$
Кількість соплових отворів форсунки,	$i_{\text{соп}} = 6$
Діаметр соплових отворів форсунки,	$d_{\text{соп}} = 0,4 \text{ мм}$
Початок процесу випуску,	$\varphi_{\text{вип. нач.}} = 60 \text{ град. до НМТ}$
Кінець процесу випуску,	$\varphi_{\text{вип. кін.}} = 26 \text{ град. за ВМТ}$
Початок процесу впуску,	$\varphi_{\text{вп. нач.}} = 26 \text{ град. до ВМТ}$
Кінець процесу впуску,	$\varphi_{\text{вп. кін.}} = 33 \text{ град. за НМТ}$

На підставі виконаного розрахунку робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila* при двохфазному упорскуванні будується індикаторна діаграма, яка представлена на рис. 2.3.



*Рис. 2.3. Індикаторна діаграма дизельного двигуна 4ЧН 20/28
при двофазному упорскуванні*

2.3. Висновки до розділу

У результаті виконаних розрахунків робочого циклу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila* при різних характеристиках подачі палива (однофазному та двофазному упорскуванні) за допомогою програмного пакету *Diesel-RK*, отримані усі базові параметри циклу, які знадобляться для подальших розрахунків та проектування нової паливної системи двигуна.

В таблиці 2.2 представлено порівняння базових параметрів роботи дизеля 4ЧН 20/28 при використанні однофазного та двофазного упорскування. З представленої порівняльної таблиці видно, що модернізований дизельний двигун 4ЧН 20/28 з двофазним упорскуванням палива за основними показниками переважає двигун прототип. Таким чином, модернізований дизельний двигун 4ЧН 20/28 має прогресивний набір основних параметрів, що характеризують його робочий цикл й споживчі якості та дозволяє використовувати його у складі стаціонарної електростанції.

Таблиця 2.2 – Порівняння параметрів модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при двофазному впорскуванні з параметрами базового

№ з. п.	Параметр	Однофазне впорскування	Двофазне впорскування
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	677,44	683,18
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт·год)	0,192	0,190
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	2,567	2,589
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,435	0,438
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	18,56	18,41
6	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1466,7	1484,7
7	Тиск наддуву P_k , МПа	0,425	0,425
8	Витрата газів через турбіну, G_t , кг/с	1,284	1,284
9	Витрата повітря, G кг/с	1,267	1,263
10	Максимальна швидкість наростання тиску, $dP/d\phi$, МПа/град	0,508	0,508
11	Емісія диму за шкалою Хартриджа	5,198	4,322
12	Емісія диму за шкалою Бош	0,569	0,473
13	Коефіцієнт абсолютного світло поглинання ВГ по ЄЕК, 1/м	0,12497	0,10305
14	Емісія твердих часток, РМ, г/(кВт·год)	0,11614	0,09158
15	Емісія двоокису вуглецю, CO_2 , г/(кВт·год)	619,96	614,74
16	Емісія NO_x приведена до NO_2 , г/(кВт·год)	5,191	5,538
17	Комплекс сумарної емісії NO_x та РМ, SE	1,1288	1,0964

					ДП.142.6221м.02.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок динаміки та міцності деталей КШМ двигуна 4ЧН 20/28		
Студент.		Бондар В.М.					
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ. Арк. Акрушів		
					НУК ім. адм. Макарова		

3.1. Розрахунки динаміки модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у складі стаціонарної електростанції

Проектування або модернізація сучасних поршневих двигунів внутрішнього згоряння передбачає вирішення низки складних завдань. Насамперед, це синтез робочого циклу двигуна та аналіз кінематичних і динамічних параметрів кривошипно-шатунного механізму. Результати кінематичного та динамічного розрахунків дозволяють визначити рівень навантажень, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму. Розрахунок сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, необхідний для виявлення якостей міцності деталей двигуна, а також повних і питомих навантажень на підшипники колінчастого валу з метою прогнозування їх зносу. Динамічний розрахунок дозволяє розробити заходи для забезпечення врівноваженості двигуна, визначити параметри маховика за заданої нерівномірності обертання колінчастого валу.

Основними конструктивними параметрами кривошипно-шатунного механізму рядного дизельного двигуна 4ЧН 20/28 є радіус кривошипа колінвалу r , довжина шатуна $l_{ш}$ (відстань між центрами головок), а також відношення їхнє:

$$\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}} .$$

Постійна КШМ рядного дизельного двигуна 4ЧН 20/28 складає $\lambda_{ш} = 0,24$.

На поршень двигуна 4ЧН 20/28 у процесі згоряння та розширення діє сила тиску газів, яка прикладена до центра поршневого пальця та діє уздовж осі циліндру дизеля (рис. 3.1). Відносне значення сили тиску газів у робочому циліндрі модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 залежно від кута обертання кривошипа $P_e = f(\varphi)$ визначається за індикаторною діаграмою отриманою у результаті моделювання робочого циклу у другому розділі магістерської роботи.

При роботі двигуна 4ЧН 20/28 від його рухомих мас КШМ виникають сили інерції. Так від поршня, поршневого пальця та елементів його кріплення, поршневих кілець, а також частини шатуна виникають сили інерції від поступально рухомих мас. Вид іншої частини шатуна та кривошипу колінчастого валу дизеля виникають сили інерції від обертових мас.

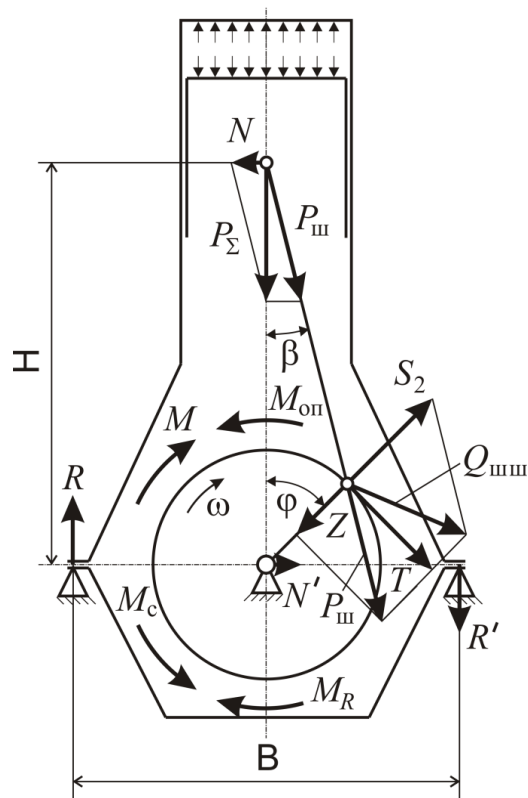


Рисунок 3.1 – Схема дії сил та моментів при роботі рядного двигуна

Для визначення інерційних сил, що виникають під час роботи дизельного двигуна 4ЧН 20/28, необхідно визначити масу його деталей, що рухаються. Для спрощення розрахунків зазвичай використовують маси деталей двигуна, приведені до площі поршня ($m_s = \frac{M_s}{F_n}$), а також дійсний механізм руху дизеля заміняють його динамічною моделлю рис. 3.2. У спрощеній схемі механізму руху маси деталей зосереджують у певних точках, закон руху яких відомий, а такі сконцентровані маси називаються приведеними.

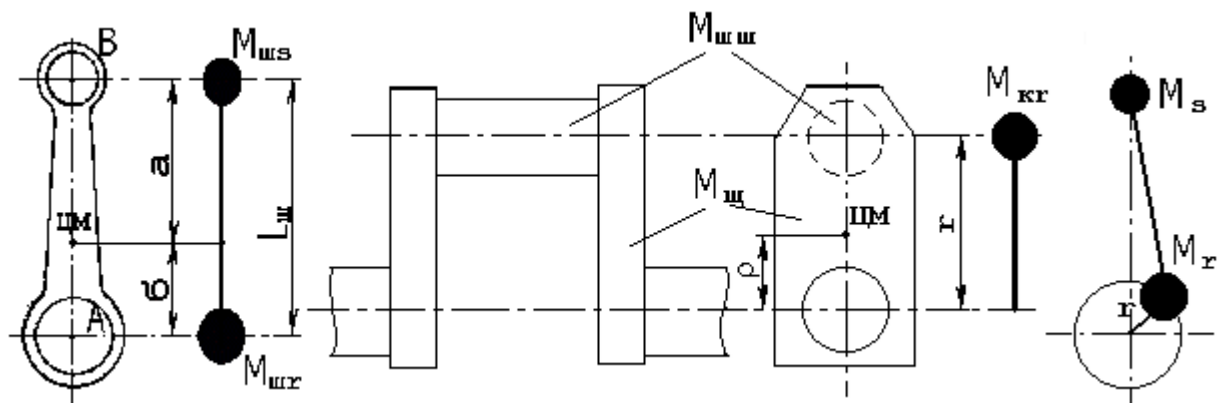


Рисунок 3.2 – Спрощена динамічна модель механізму руху рядного двигуна

Таким чином сила інерції яка виникає у двигуні від мас, що рухаються поступально можна визначити за наступним виразом

$$P_j = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{us} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа},$$

де кутова швидкість кривошипа дизеля приймається постійною та визначається, як:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 900}{30} = 94,2 \text{ с}^{-1}.$$

Частина шатуна, яка здійснює зворотно-поступальний рух концентрується у центрі верхньої її головки та визначається за виразом:

$$M_{us} = M_{us} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{us} \cdot \frac{b}{L} = 0,3 \cdot 60 = 18 \text{ кг};$$

де M_{us} – маса шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28.

Разом з верхньою частиною шатуна зворотно-поступальний рух здійснює також поршень, поршневий палець та поршневі кільця. Виходячи з цього, загальна маса ланок, які здійснюють зворотно-поступальний рух буде дорівнювати:

$$M_s = M_{\pi} + M_{us} = 42 + 18 = 60 \text{ кг},$$

де M_{π} – маса поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28 та з'єднаних з ним деталей.

Відносна маса деталей дизельного двигуна 4ЧН 20/28, що рухаються поступово складає:

$$m_s = 60/0,0314 = 1910,82 \text{ кг/м}^2.$$

де площа поршня становить $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2$;

Рушійна сила яка виникає у двигуні (рис. 3.1) є рівнодіючою всіх сил, які діють на поршень, а саме: сили тиску газів у циліндрі, повітря у порожнині під поршнем, інерції та тяжіння ($P_T = m_s \cdot g$). Рушійна сила визначається за виразом:

$$P_{руш} = P_{\Gamma} - P_{III} + P_j + P_T, \text{ МПа}.$$

У разі якщо підпоршнева порожнина поєднана з картером дизеля то сила P_{nn} дорівнюватиме атмосферному тиску. Рушійна сила $P_{руш}$, яка виникає у двигуні у

результаті проходження процесу згоряння та розширення розкладається на дві складові (рис. 3.1):

1. Нормальну силу N , що діє перпендикулярно осі циліндра двигуна та притискає поршень до втулки робочого циліндру тим самим підвищуючи сили тертя сполучної пари деталей $N = P_{\partial\partial} \cdot \operatorname{tg} \beta$.

2. Силу Q , що діє уздовж осі шатуна дизеля $Q = \frac{P_{\partial\partial}}{\cos \beta}$.

Силу Q , що діє уздовж осі шатуна дизеля переноситься до центра шатунної шийки колінчастого валу та також розкладається на дві складові:

1. Радіальну силу Z , що діє уздовж кривошипа

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{руш} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

2. Дотичну силу T

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{руш} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

У таблиці 3.1 подано основні вхідні дані для розрахунку діючих зусиль модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28, який використовується у складі електростанції

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для розрахунку діючих зусиль модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28

№ з.п	Параметр	Розмірність	Позначення	Значення
1	Діаметр поршня дизеля	м	D	0,2
2	Частота обертівколінвалу	хв^{-1}	n	900
3	Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,455
4	Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,417
5	Тиск наддуву	МПа	P_k	0,43
6	Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,6
7	Постійна КШМ	—	λ	0,24
8	Маса деталей, які рухаються зворотно-поступово	кг	m	60
9	Радіус кривошипу	м	r	0,14
10	Ступінь стиснення	—	ε	15
11	Показник політропи стиснення	—	n_1	1,361
12	Показник політропи розширення	—	n_2	1,281
13	Ступінь попереднього розширення	—	ρ	1,837
14	Кількість робочих циліндрів	—	i	4

Розрахунки динаміки модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у складі стаціонарної електростанції виконано за допомогою програми реалізований у середовищі Excel, а результати розрахунків представлено у вигляді таблиці 3.2–3.3 та діаграм зображених на рис. 3.3 – 3.5.

Таблиця 3.2 – Результати динамічного розрахунку діючих сил у двигуні 4ЧН 20/28

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4300	-2,9436	-2,5136	0,0000	-2,5136	0,0000
15	0,4300	-2,7863	-2,3563	-0,1466	-2,2381	-0,7514
30	0,4300	-2,3407	-1,9107	-0,2304	-1,5395	-1,1549
45	0,4300	-1,6786	-1,2486	-0,2139	-0,7316	-1,0341
60	0,4300	-0,9021	-0,4721	-0,0996	-0,1498	-0,4586
75	0,4300	-0,1210	0,3090	0,0729	0,0095	0,3173
90	0,4300	0,5697	0,9997	0,2446	-0,2446	0,9997
105	0,4300	1,1078	1,5378	0,3630	-0,7487	1,3914
120	0,4300	1,4718	1,9018	0,4011	-1,2982	1,4465
135	0,4300	1,6786	2,1086	0,3613	-1,7465	1,2355
150	0,4300	1,7709	2,2009	0,2654	-2,0388	0,8706
165	0,4300	1,7996	2,2296	0,1387	-2,1895	0,4431
180	0,4170	1,8041	2,2211	0,0000	-2,2211	0,0000
195	0,4240	1,7996	2,2236	-0,1383	-2,1836	-0,4419
210	0,4462	1,7709	2,2172	-0,2673	-2,0538	-0,8770
225	0,4877	1,6786	2,1662	-0,3712	-1,7942	-1,2693
240	0,5568	1,4718	2,0285	-0,4278	-1,3848	-1,5429
255	0,6693	1,1078	1,7771	-0,4195	-0,8652	-1,6079
270	0,8564	0,5697	1,4261	-0,3490	-0,3490	-1,4261
285	1,1830	-0,1210	1,0620	-0,2507	0,0327	-1,0907
300	1,7961	-0,9021	0,8940	-0,1885	0,2837	-0,8685
315	3,0575	-1,6786	1,3789	-0,2363	0,8080	-1,1421
330	5,8742	-2,3407	3,5335	-0,4261	2,8471	-2,1357
345	11,6975	-2,7863	8,9112	-0,5542	8,4641	-2,8417
360	16,6263	-2,9436	13,6828	0,0000	13,6828	0,0000
375	18,4550	-2,7863	15,6687	0,9745	14,8825	4,9967
390	15,1059	-2,3407	12,7653	1,5392	10,2854	7,7157
405	8,1702	-1,6786	6,4917	1,1124	3,8038	5,3769
420	4,9520	-0,9021	4,0499	0,8541	1,2853	3,9344
435	3,3427	-0,1210	3,2217	0,7605	0,0992	3,3088
450	2,4662	0,5697	3,0359	0,7429	-0,7429	3,0359
465	1,9555	1,1078	3,0633	0,7231	-1,4913	2,7718
480	1,6444	1,4718	3,1162	0,6572	-2,1272	2,3701
495	1,4517	1,6786	3,1302	0,5364	-2,5927	1,8341
510	1,3352	1,7709	3,1061	0,3745	-2,8772	1,2287
525	1,2725	1,7996	3,0721	0,1911	-3,0169	0,6106
540	1,2528	1,8041	3,0569	0,0000	-3,0569	0,0000
555	0,6000	1,7996	2,3996	-0,1492	-2,3564	-0,4769
570	0,6000	1,7709	2,3709	-0,2859	-2,1962	-0,9379
585	0,6000	1,6786	2,2786	-0,3904	-1,8873	-1,3351
600	0,6000	1,4718	2,0718	-0,4369	-1,4143	-1,5758
615	0,6000	1,1078	1,7078	-0,4032	-0,8314	-1,5453
630	0,6000	0,5697	1,1697	-0,2863	-0,2863	-1,1697
645	0,6000	-0,1210	0,4790	-0,1131	0,0148	-0,4919
660	0,6000	-0,9021	-0,3021	0,0637	-0,0959	0,2934
675	0,6000	-1,6786	-1,0786	0,1848	-0,6320	0,8933
690	0,6000	-2,3407	-1,7407	0,2099	-1,4025	1,0521
705	0,6000	-2,7863	-2,1863	0,1360	-2,0767	0,6972
720	0,6000	-2,9436	-2,3436	0,0000	-2,3436	0,0000

Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа

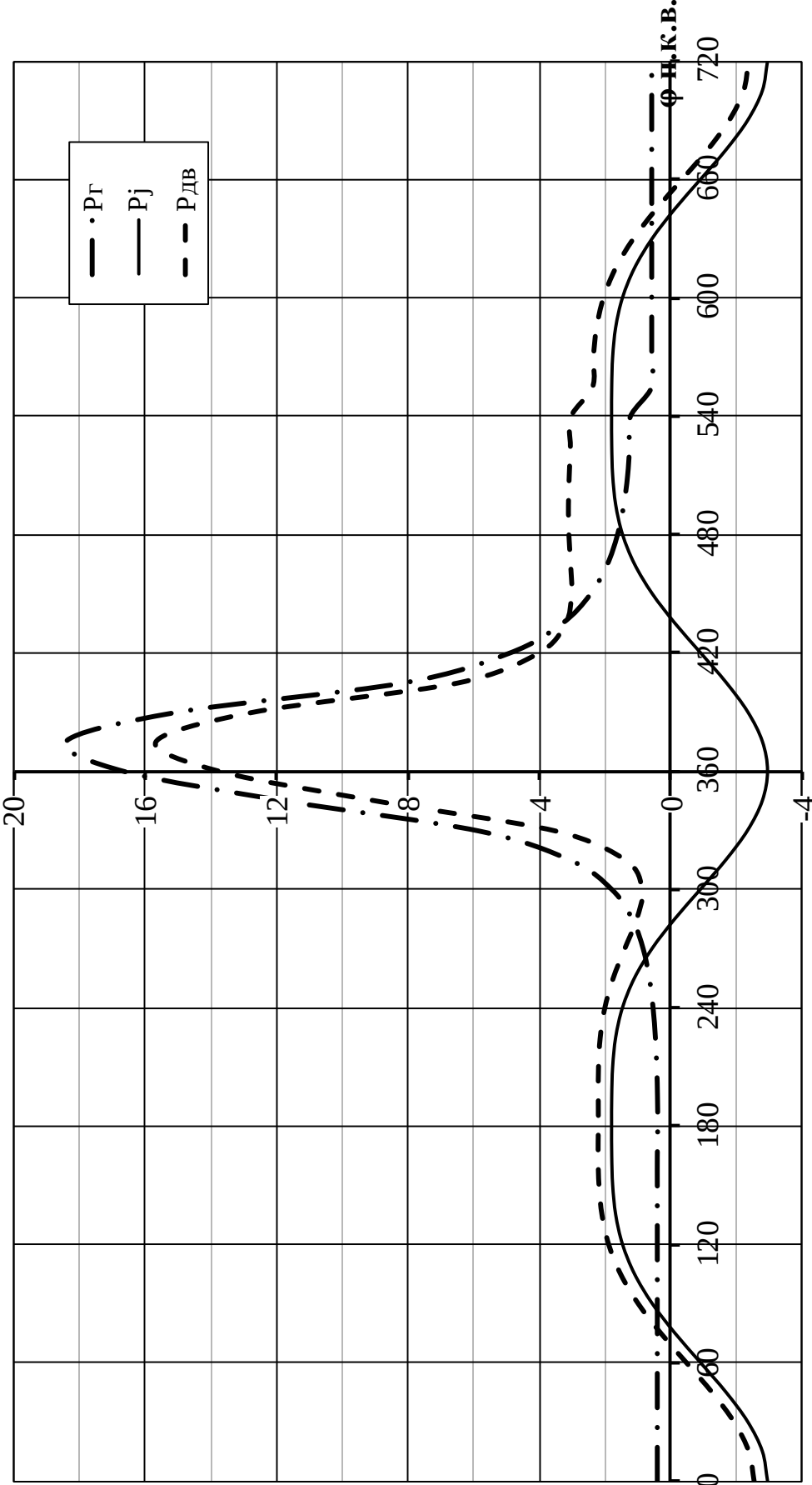


Рисунок 3.3 – Діаграми сил P_r , P_j , P_{dv}

Сили N, Z, T в МПа.

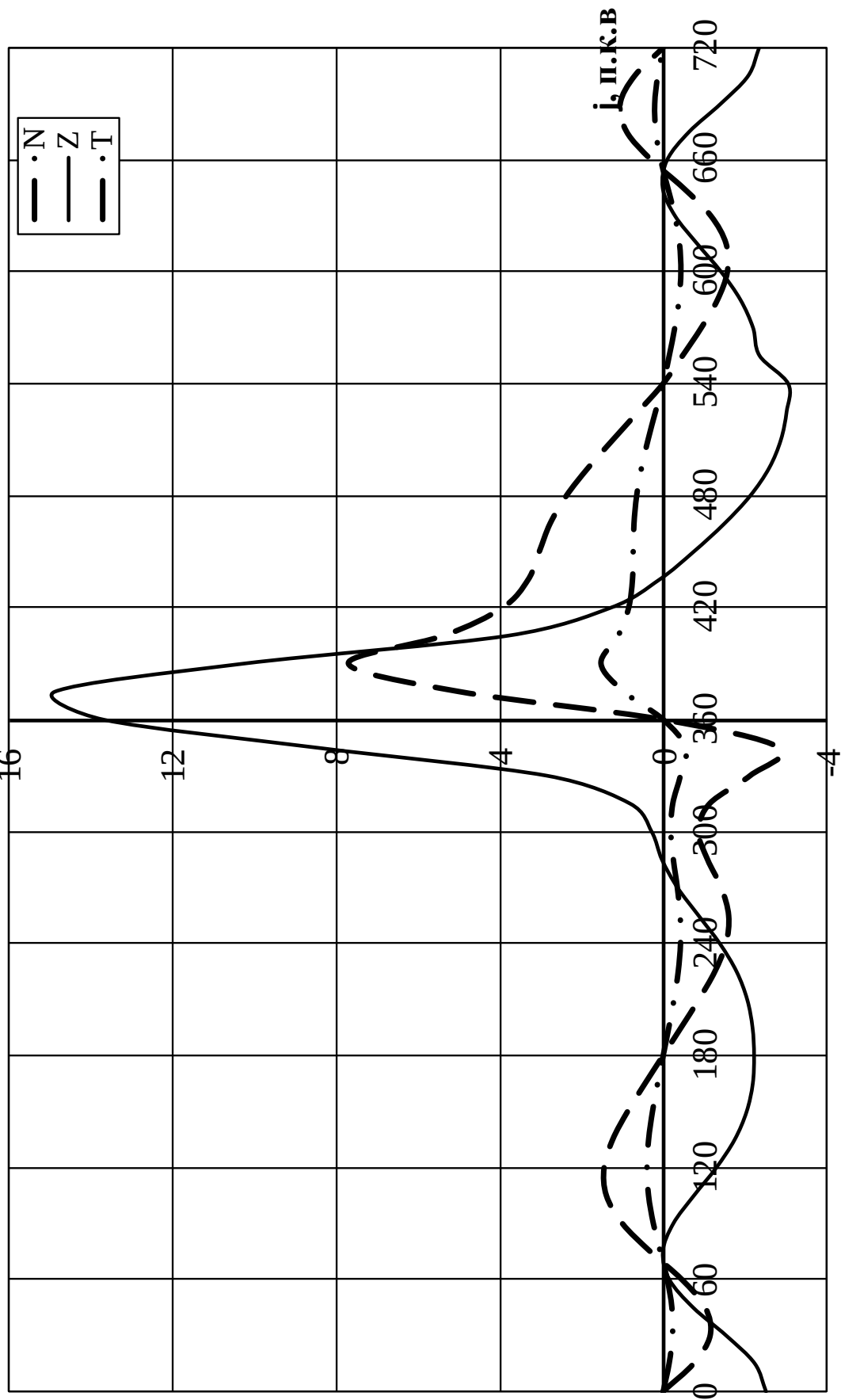


Рисунок 3.4 – Діаграми сил N, Z, T

Сумарні дотичні сили модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 визначається табличним шляхом (табл. 3.3). Кут заклинки кривошипів колінчастого валу становить 180° . Результатами розрахунку сумарної дотичної сили є графік її змінення представлений на рис. 3.5.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил дизельного двигуна 4ЧН 20/28

φ_3°	T_E				T_Σ	T^{cp}_Σ
	Номер циліндру					
	1	2	3	4		
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,7207
15	-0,7514	-0,4419	4,9967	-0,4769	3,3264	1,7207
30	-1,1549	-0,8770	7,7157	-0,9379	4,7459	1,7207
45	-1,0341	-1,2693	5,3769	-1,3351	1,7383	1,7207
60	-0,4586	-1,5429	3,9344	-1,5758	0,3572	1,7207
75	0,3173	-1,6079	3,3088	-1,5453	0,4729	1,7207
90	0,9997	-1,4261	3,0359	-1,1697	1,4398	1,7207
105	1,3914	-1,0907	2,7718	-0,4919	2,5805	1,7207
120	1,4465	-0,8685	2,3701	0,2934	3,2415	1,7207
135	1,2355	-1,1421	1,8341	0,8933	2,8208	1,7207
150	0,8706	-2,1357	1,2287	1,0521	1,0157	1,7207
165	0,4431	-2,8417	0,6106	0,6972	-1,0909	1,7207
180	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	1,7207
					20,6483	

Сили T , Мпа

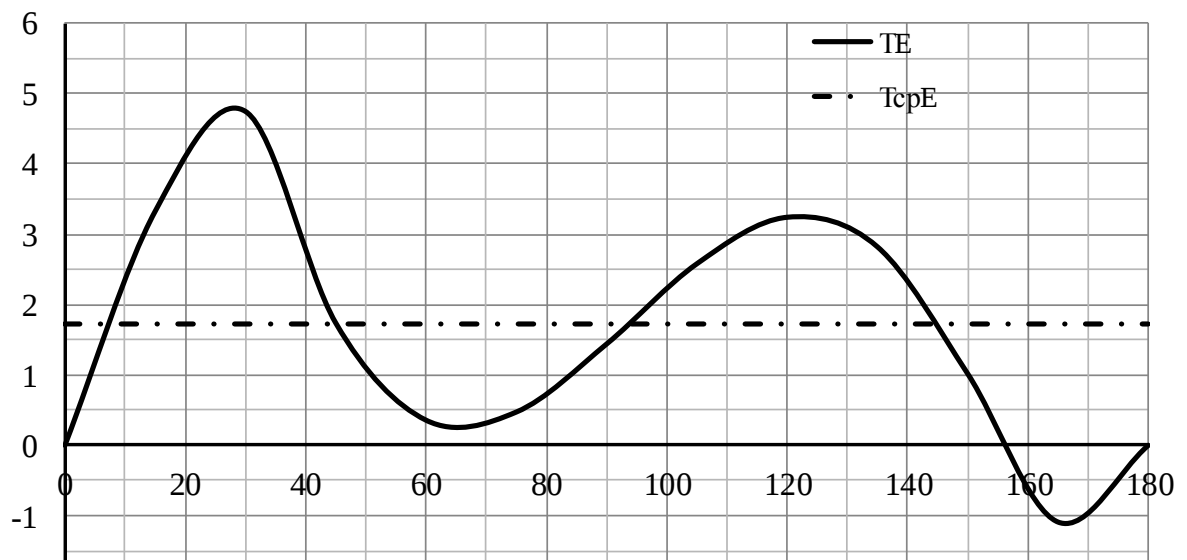


Рисунок 3.5 – Графік сумарних дотичних сил дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma \text{cp}}$ дизельного двигуна 4ЧН 20/28 визначається за даними таблиці 3.3 та формулою:

$$T_{\Sigma \text{cp}} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3 \quad \text{відповідно} \quad T_{\Sigma \text{cp}} = 20,64 \cdot \frac{15}{180} = 1,72 \text{ МПа} .$$

Сумарна дотична сила, прикладена до фланця колінчатого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 на радіусі $r = 140$ мм, визначає сумарний обертовий момент $M_{BP} = T_{\Sigma} \cdot r$, середнє значення якого становить:

$$M_{BP.\text{cp}} = T_{\Sigma \text{cp}} \cdot r \cdot F_{\Pi} = 19,588 \text{ , кН} \cdot \text{м}.$$

3.2. Розрахунок на міцність деталей КШМ дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у складі стаціонарної електростанції

3.2.1. Розрахунок колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Колінчастий вал двигуна є однією з важливіших деталей кривошипно-шатунного механізму. Колінчастий вал має досить складне навантаження від дії сил виникаючих у результаті згоряння палива у робочому циліндрі, сил інерції, моментів від дії сил, а також на нього впливає змінний крутний момент, який викликає крутильні та подовжні коливання колінчастого валу.

Розрахунок на міцність колінчатого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 проводиться у трьох його «небезпечних» положеннях, а саме у:

- верхньому мертвому положенні колінчатого валу при найбільшому значенні радіального зусилля припускаючи $P_j = 0$ (відповідає пусковим умовам роботи дизеля);
- положенні колінчатого валу при максимальному значенні тангенціальної сили, що діє;
- положенні колінчатого валу, яке відповідає найбільшому значенню тангенціального зусилля усього дизеля.

Вихідні дані для розрахунку колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр циліндра

$$D := 200 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_z := 18.455 \text{ МПа}$$

Частота обертання

$$n := 900 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Максимальна абсолютна сила інерції

$$P_j := 2.94 \text{ МПа}$$

Радіус кривошипа

$$r := 140 \text{ мм}$$

Дотична сила при P_z

$$T_z := 4.998$$

Максимальна дотична сила

$$T := 7.71$$

Радіальна сила

$$Z := 14.88$$

Розрахунок колінчастого валу у першому положенні

Основні конструктивні параметри колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН

20/28

Діаметр та довжина корінної шийки з сторони відбору потужності:

$$d_k := 230 \text{ мм} \quad l_k := 90 \text{ мм}$$

Діаметр та довжина корінної шийки з сторони протилежної відбору потужності:

$$d'_k := 230 \text{ мм} \quad l'_k := 90 \text{ мм}$$

Діаметр шатунної шийки

$$d_{ш} := 185 \text{ мм}$$

Довжина шатунної шийки

$$l_{ш} := 150 \text{ мм}$$

Товщина щоки

$$h := 80 \text{ мм}$$

Радіус кривошипа

$$r = 140 \text{ мм}$$

Ширина щоки

$$b := 300 \text{ мм}$$

Відстань між серединами корінних шийок

$$L := 390 \text{ мм}$$

Відстань від середини корінної шийки до середини щоки

з сторони відбору потужності

$$a_1 := 84 \text{ мм}$$

з сторони протилежної відбору потужності

$$a'_1 := 84 \text{ мм}$$

Відстань від середини корінної шийки до щоки

з сторони відбору потужності

$$a := 45 \text{ мм}$$

з сторони протилежної відбору потужності

$$a' := 45 \text{ мм}$$

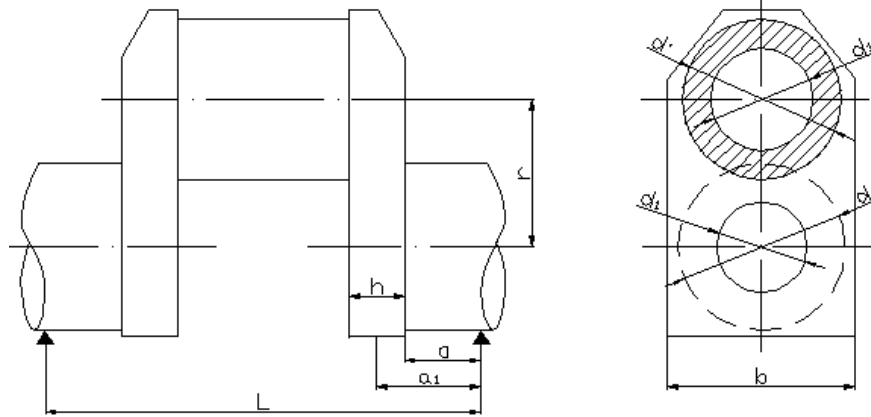


Рисунок 3.6 – Схема розрахунку колінчатого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{u1} = 1.338 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

діаметр отвору в шийці $d_{k1} := 56 \text{ мм}$

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 1.212 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W} \quad \sigma_u = 11.035 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 2.198 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

$$T_z := 2.1879$$

Абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 2.425 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 9.065 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 21.225 \text{ МПа}$$

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Згинаючий момент на корінній шийці

$$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a' \quad M_{u2} = 1.338 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

$$W' := 0.1 \cdot d_k^3 \quad W' = 1.217 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W'} \quad \sigma'_u = 11.035 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 9.623 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W'_n := 2 \cdot W' \quad W'_n = 2.433 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n} \quad \tau'_k = 3.955 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u^2 + 4 \cdot \tau'_k^2} \quad \sigma'_c = 13.577 \text{ МПа}$$

Корінна шийка колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 з сторони відбору потужності має більшу довжину, унаслідок використання на ній підшип-

ника ковзання, тому розрахунок проводиться для неї як для найбільш навантаженої.

Розрахунок щокі коліна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1

$$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 2.498 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору щокі

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 3.2 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 78.047 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 9.623 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Момент опору щокі

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 1.2 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 8.019 \text{ МПа}$$

Напруга від стиску силою $P_z/2$

$$\sigma_{\text{cm}} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{\text{cm}} = 12.079 \text{ МПа}$$

Сумарне навантаження в щокі

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{\text{cm}} \quad \sigma_{\Sigma} = 98.145 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Згинаючий момент від сили P_z

$$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_{\text{ш}}}{4} \quad M = 2.174 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

діаметр отвору в шийці $d_{\text{ш1}} := 56 \text{ мм}$

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}} \quad W = 6.278 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_{\text{ш}} := \frac{M}{W} \quad \sigma_{\text{ш}} = 34.629 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 9.623 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

T_z – Абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 1.256 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 7.663 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_{\text{с}} := \sqrt{\sigma_{\text{ш}}^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_{\text{с}} = 37.869 \text{ МПа}$$

Розрахунок колінчатого валу в другому положенні дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z

$$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{1u} = 5.59 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Максимальне абсолютне значення дотичної сили в МПа

$$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{2u} = 1.079 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Значення радіальної сили в МПа, відповідне максимальному значенню T

Сумарний згинаючий момент

$$M_u := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2} \quad M_u = 1.215 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

діаметр отвору в шийці $d_{k1} := 56 \text{ мм}$

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 1.212 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 10.021 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 9.623 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 2.425 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 3.968 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 12.783 \text{ МПа}$$

Розрахунок щоки коліна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1

$$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 2.014 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 3.2 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 62.929 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 9.623 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоби

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 1.2 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 8.019 \text{ МПа}$$

Напруга від стиску силою $Z/2$

$$\sigma_{cm} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{cm} = 9.739 \text{ МПа}$$

Сумарне навантаження в щоби

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} \quad \sigma_{\Sigma} = 80.687 \text{ МПа}$$

Момент від скручування щоби силою T на плече a_1

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_k = 2.961 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2 \quad W_n = 4.267 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Максимальна напруга на середині широкої сторони щоби

$$\tau'_{k'} := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau'_{k'} = 6.94 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на середині щоби

$$\sigma'_c := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau'_k} \quad \sigma'_c = 18.523 \text{ МПа}$$

Для вузької сторони щокни

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2 \quad W_n = 1.6 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

$$\tau''_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau''_k = 1.851 \text{ МПа}$$

$$\sigma''_c := \sqrt{(\sigma'_u + \sigma_{cm})^2 + 4 \cdot \tau''_k} \quad \sigma''_c = 17.965 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах

$$M'_u := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M'_u = 2.362 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

$$M''_u := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M''_u = 4.558 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Сумарний згинаючий момент

$$M_u := \sqrt{M'^2_u + M''^2_u} \quad M_u = 6.446 \times 10^7 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{ш}^4 - d_{ш1}^4}{d_{ш}} \quad W = 6.278 \times 10^5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 102.664 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 9.623 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 1.256 \times 10^6 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \tau_k = 7.663 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \sigma_c = 103.802 \text{ МПа}$$

3.2.2. Розрахунок на міцність поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Поршень дизельного двигуна 4ЧН 20/28 навантажено силами від тиску газів при згорянні та розширенні. Найбільше навантаження виникає від дії максимального тиску згоряння P_z . Циліндрична частина поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при розрахунках перевіряється на стиск у найменшому перетині (рис. 3.7). Днище поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28 умовно розглядають як круглу плиту, зафіксовану по контуру та рівномірно навантажену тиском газу в циліндрі, від дії якого виникають згинаючі напруги.

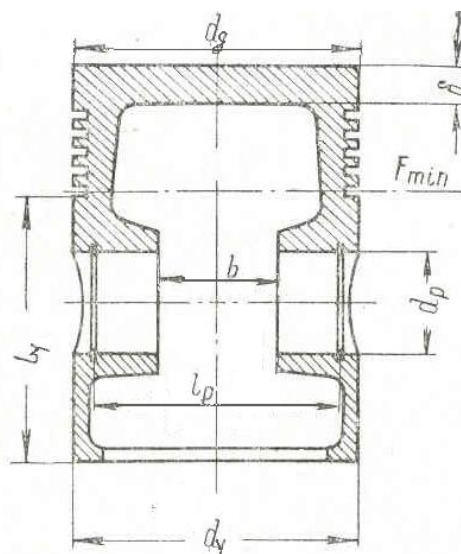


Рисунок 3.7 – Схема розрахунку поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Вихідні дані для розрахунку поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Діаметр циліндра

$$D := 0.2 \text{ м}$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_z := 18.455 \text{ МПа}$$

Частота обертання

$$n := 900 \text{ об/хв}$$

Середній індикаторний тиск

$$P_i := 2.65 \text{ МПа}$$

Основні конструктивні параметри дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Товщина днища поршня	$\delta_w := 0.022_M$
Висота поршня	$H := 0.275_M$
Відстань від днища поршня до осі під поршньовий палець	$h_1 := 0.112_M$
Висота юбки поршня	$l_y := 0.190_M$
Відстань до першої кільцевої канавки	$l_1 := 0.034_M$
Діаметр головки поршня	$d_g := 0.259_M$
Діаметр юбки поршня	$d_y := 0.26_M$
Відстань між торцями бобишок	$b := 0.1_M$
Товщина стінки голівки поршня	$S := 0.055_M$
Висота перемичок	$h_n := 0.007_M$
Діаметр поршньового пальця	$d_p := 0.116_M$
Довжина пальця	$l_p := 0.230$
Глибина проточки під кільця:	
– компресійні	$t_1 := 0.006_M$
– маслос'ємні	$t_2 := 0.006_M$
Висота проточки під кільця:	
– компресійні	$h_{kk} := 0.004_M$
– маслос'ємні	$h_{km} := 0.004_M$
Діаметр масляних каналів	$d_m := 0.002_M$
Кількість масляних каналів	$n_m := 10$
Мінімальна площа стінок голівки поршня	
$F_{\min} := \left[\left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot S)^2 \right]}{4} \right] - S \cdot d_m \cdot n_m \right] F_{\min} = 0.0321_M^2$	
Напруга стиску	

$$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}} \quad \sigma_c = 18.076 \text{ МПа}$$

Допустима напруга стиску для сталі не повинна перевищувати 80 МПа.

Найбільший тиск на юбку поршня

$$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000} \quad P_y = 0.711 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для сталі не повинна перевищувати 0,8 МПа.

Тиск на опорну поверхню в бобищі

$$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)} \quad P_b = 38.447 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для сталі не повинна перевищувати 40 МПа, тому для виконання вимог міцності треба застосувати бронзові втулки.

Напруга від згинання

$$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2 \quad \sigma_u = 39.681 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згинання для сталюого днища без ребер не повинна перевищувати 45 МПа.

Температурні напруги в днищі

– теплове навантаження

$$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i \quad q = 927500$$

для сталі $a := 0.017$

$$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a \quad \sigma_t = 346.885 \text{ МПа}$$

Сумарні навантаження в днищі

$$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma_t \quad \sigma_\Sigma = 386.566 \text{ МПа}$$

Допустиме значення сумарних навантажень складає 400 МПа.

Розрахунок поршньового пальця на міцність дизельного двигуна 4ЧН 20/28

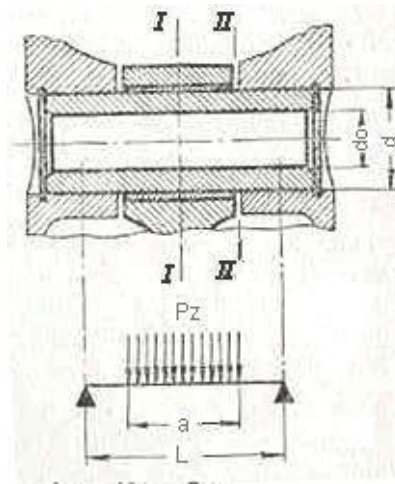


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема пальця поршня дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I

Відстань між серединами опор пальця

$$\underline{L} := b + \frac{(l_p - b)}{2} \quad L = 0.165 \text{ м}$$

Довжина підшипника верхньої голівки шатуна

$$\underline{a} := 0.056$$

$$\underline{M_u} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) \quad M_u = 19857.497$$

Момент опору перетину пальця I-I

$$\text{зовнішній діаметр пальця} \quad d := 110, \text{ мм}$$

$$\text{внутрішній діаметр пальця} \quad d_o := 45, \text{ мм}$$

$$\underline{W} := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d} \quad W = 1127.159 \text{ м}^2$$

Напруга згинання

$$\underline{\sigma_u} := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 17.6173 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруги згинання для пальців з вуглицевої сталі складає 120 МПа.

Площа перетину пальця

$$F := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4} \quad F = 7.913 \times 10^3 \text{ М}^2$$

Напруга зрізу

$$\sigma_{\text{зр}} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F} \quad \sigma_{\text{зр}} = 36.635 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги зрізу складають 50... 60 МПа.

Деформація перетину пальця

Лінійне збільшення діаметру поршня

де: $E := 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності для вуглицевої сталі, МПа

$$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right] \quad \Delta d = 0.00073$$

Відносна деформація пальця

$$\delta := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d} \quad \delta = 0.00668$$

Відносна деформація, для забезпечення надійної роботи вузла «шатун-поршень», не повинна перевищувати (0,02 мм/мм)

3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Шатун дизельного двигуна 4ЧН 20/28 призначений для передачі зусилля від поршня до шатунної шийки колінчастого валу. Шатуна група дизельного двигуна 4ЧН 20/28 складається з безпосередньо шатуна, вкладишів й шатунних болтів кріплення кришки нижньої головки. Шатун дизельного двигуна 4ЧН 20/28 виготовлений із сталі марки – 40ХН, межа текучості якої становить $\sigma_T = 800$ МПа, а межа міцності дорівнює $\sigma_H = 1000$ МПа.

Вихідні дані для розрахунку шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Діаметр циліндру

$$D := 200 \text{ мм}$$

Максимальний тиск згорання

$$P_z := 18.455 \text{ МПа}$$

Частота обертання	$n := 900 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$
Максимальна абсолютна сила інерції	$P_j := 2.94 \text{ МПа}$
Радіус кривошипа	$r := 140 \text{ мм}$
Розрахунок на міцність шатуна.	
Основні конструктивні розміри	
Діаметр поршньового пальця	$d_p = 116 \text{ мм}$
Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_B = 120 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр верхньої голівки	$d_H = 162 \text{ мм}$
Довжина верхньої голівки шатуна	$l_B = 102 \text{ мм}$
Діаметр шатунної шийки	$d_{ш} = 208 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр нижньої голівки	$d_3 = 268 \text{ мм}$
Товщина стінки вкладиша	$t = 5 \text{ мм}$
Відстань між шатунними болтами	$l_6 = 255 \text{ мм}$
Довжина нижньої головки шатуна	$l_H = 150 \text{ мм}$
Розміри двотаврового перетину в середній частині (рис.3.9):	
$H = 98 \text{ мм}; B = 88 \text{ мм}; b = 20 \text{ мм}; h := 60 \text{ мм}$	
Довжина шатуна	$l_{ш} := 560 \text{ мм}$
Розрахунок на міцність стрижня шатуна	
Напруги від стику враховуючі згинання шатуна	
Момент інерції середнього перетину стрижня	
$I_x = \frac{B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3}{12} \quad I_x = 5.678 \times 10^6 \text{ мм}^3$	
$I_y = \frac{B^3 \cdot H - (B - b)^3 \cdot h}{12} \quad I_y = 3.993 \times 10^6 \text{ мм}^3$	
Площа середнього перетину стрижня	
$f = B \cdot H - (b \cdot h) \quad f = 7.424 \times 10^3 \text{ мм}^2$	
Напруги в площині хитання шатуна	

$$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l^2 \right]}{I_x} \quad \sigma_x = 94.939$$

Допустимі напруги в площині хитання шатуна не повинна перевищувати 400МПа.

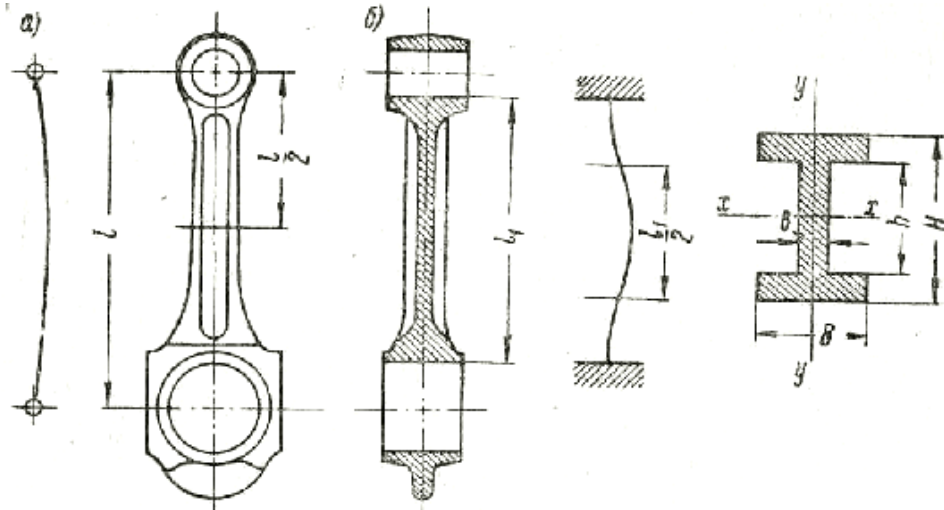


Рисунок 3.9 – Схема навантаження стрижня шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна

$$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_H}{2} \right) \quad l_1 = 419 \text{ мм}$$

$$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{I_y} \quad \sigma_y = 84.799 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги в площині перпендикулярній площині хитання шатуна не повинна перевищувати 400МПа.

Максимальний вигинаючий момент

$$\gamma = 7.85 \cdot 10^{-6} \text{ – питома вага сталі кг/мм}^3$$

Сила інерції елементів стрижня шатуна

$$q = f \cdot \gamma \cdot r \cdot \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot 9.8 \quad q = 719.622 \text{ Н}$$

$$M_m = \frac{q \cdot l^2}{16} \quad M_m = 1.41 \times 10^7 \text{ Нм}$$

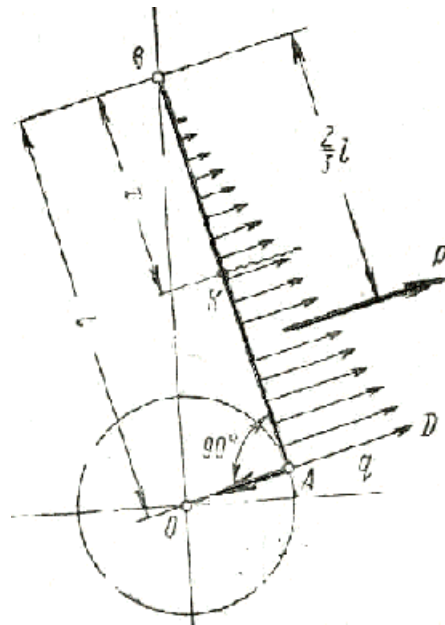


Рисунок 3.10 – Схема навантаження стрижня шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при згинанні силами інерції

Момент опору перетину шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28, який відповідає максимальному моменту згинання. Небезпечний переріз знаходиться на відстані 0,557 l від точки B .

Геометричні параметри небезпечного перетину стрижня шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28, при згинанні: $H_3 = H$ $B_3 = B$ $b_3 = b$ $h_3 = h$

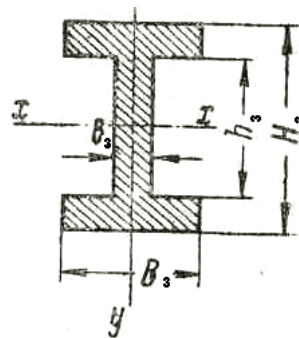


Рисунок 3.11 – Геометричні розміри небезпечного перетину стрижня шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28, при згинанні

Напруга від згинання у стрижні шатуна

$$W_3 = \frac{B_3 \cdot H_3^3 + (B_3 - b_3) \cdot h_3^3}{6 \cdot H_3} \quad W_3 = 1.658 \times 10^5 \text{ мм}^4$$

$$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_u = 85.05 \text{ МПа}$$

Сумарні умовні напруги

$$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_\Sigma = 163.146 \text{ МПа}$$

Допустимі сумарні умовні напруги для штампованих шатунів малого габариту з легованої сталі не повинні перевищувати 220 МПа.

Розрахунок верхньої та нижньої голівок шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28, при згинанні

Площа небезпечного перерізу верхньої голівки шатуна

$$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B \quad f_b = 4.284 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Напруги верхньої голівки шатуна від розтягування

$$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b} \quad \sigma_p = 21.56 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги розтягування не повинні перевищувати 40 МПа.

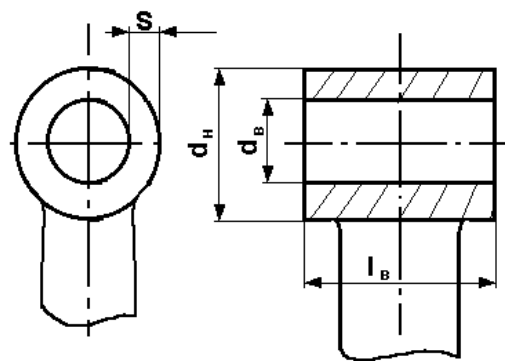


Рисунок 3.12 – Розрахунковий ескіз верхньої голівки шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Середній діаметр верхньої голівки

$$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2} \quad d_s = 141 \text{ мм}$$

$E := 2.1 \cdot 10^5$ – модуль пружності легованої сталі.

Момент інерції перетину верхньої голівки

$$I = 0.01 \cdot I_B \cdot (d_H - d_B)^3 \quad I = 7.557 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Відносна деформація верхньої голівки шатуна

$$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I} \quad \delta = 6.261 \times 10^{-8}$$

Відносна деформація верхньої голівки шатуна не повинна перевищувати 0,0005 мм/мм

Довжина фаски вкладиша $l_f = 1 \text{ мм}$

Робоча довжина вкладиша $l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f) \quad l_{BK} = 100 \text{ мм}$

Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна

$$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{BK} \cdot d_p} \quad K = 49.981 \text{ МПа}$$

Допустимий максимальний питомий тиск на вкладиш не повинні перевищувати 50 МПа

Площа небезпечного перерізу нижньої голівки шатуна

$$F = \frac{[d_3 - [d_{\text{ш}} + (2 \cdot t)]]}{2} \cdot l_H \quad F = 3.75 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки

$$W_H = \frac{\left[\frac{[d_3 - [d_{\text{ш}} + (2 \cdot t)]]}{2} \right]^2}{6} \cdot l_H \quad W_H = 1.563 \times 10^4 \text{ мм}^4$$

Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску

$$\sigma'_{\Sigma} = \left(\frac{236 \cdot l_6}{W_H} + \frac{0.5}{F} \right) \cdot P_j \quad \sigma'_{\Sigma} = 11.3238608 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги не повинні перевищувати 80 МПа.

Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки

$$I = \frac{I_H \cdot \left[\frac{[d_3 - [d_{\text{ш}} + (2 \cdot t)]]}{2} \right]^3}{12} \quad I = 1.953 \times 10^5 \text{ мм}^4$$

Відносна деформація нижньої головки шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\delta_{\text{жж}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I} \quad \delta = 7.924 \times 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Відносна деформація нижньої головки шатуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28 не повинна перевищувати 0,0005 мм/мм.

3.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок діючих сил у модернізованому дизельному двигуні 4ЧН 20/28(4L20) виробництва фірми *Wartsila*. На базі виконаних розрахунків побудовано основні діаграми динаміки. Виконано розрахунок на міцність основних деталей КШМ. Встановлено, що усі механічні навантаження на елементи КШМ модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.6221м.02.03.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ										
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата											
Студент		Бондар В.М.				Проектування системи дво- фазного впорскування палива двигуна 4ЧН 20/28				Літ.		Аркуш		Аркушів	
Керівник		Митрофанов О.С.								НУК ім. адм. Макарова					

4.1. Використання двофазного впорскування палива в дизельних двигунах

Економічні, динамічні та показники потужності двигуна, а також надійність й шумність у роботі в значній мірі визначаються характером процесу згоряння палива у робочому циліндрі та багато в чому напряду залежать від закону подачі палива.

За результатами багатьох експериментальних досліджень дизелів різних типів встановлено, що керована подача палива дозволяє значно знизити максимальний тиск згоряння та швидкість його наростання, питому ефективну витрату палива, підвищити в окремих випадках середній ефективний тиск без істотної зміни динамічних показників циклу. Завдяки оптимальній характеристиці паливоподачі можна успішно вирішити задачі поліпшення процесу тепловиділення, зниження шумності роботи дизеля, збільшення надійності, а також терміну служби дизеля.

Двофазне впорскування палива полягає у розділенні циклової подачі на дві порції: попередню та основну. Залежно від часу подачі основної порції по відношенню до попередньої, розрізняють ступінчасте впорскування (впорскування порцій здійснюється без розриву між ними) та двофазне (попередня та основна порція впорскуються з розривом між ними). Двофазне впорскування палива у двигуні дозволяє знизити жорсткість процесу згоряння. При цьому займання більшості палива проходить без періоду затримки займання. Особливо значний ефект можна отримати, якщо плунжер попередньої подачі виконати з меншим діаметром ніж плунжер основної подачі. В даному випадку збільшується і відношення максимальної циклової подачі до мінімально-стійкої у зв'язку з тим, що на малих навантаженнях впорскування палива здійснюється плунжер з меншим діаметром. Зниженню мінімально стійкої циклової подачі сприяє також і значне зменшення об'єму лінії високого тиску палива, оскільки при встановленні незворотніх клапанів після паливопроводів від-

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ключається паливопровід основної подачі, якщо паливо нагнітається тільки плунжером попередньої подачі.

Розділене (двофазне) упорскування є більш ефективним способом впливу на процес згоряння. У зв'язку з активізацією робіт зі зниження димності та токсичності відпрацьованих газів та застосування альтернативних палив, інтерес до нього різко зріс. Розділене упорскування широко досліджувалося у дво- і чотиритактних дизелях з різними камерами згоряння при діаметрі циліндрів до 480 мм та частоті обертання від 150 до 2500 хв⁻¹. Організація такого упорскування передбачає узгодження характеристик згоряння основної та запальної порції палив.

Незважаючи на утворення при впорскуванні «запальної» порції, досить бідної суміші (у результаті тривалого температурного впливу), можливе її попереднє самозаймання та згоряння, ймовірність якого зростає зі збільшенням дози «запального» палива. У цьому випадку ускладнюється займання та згоряння основної порції за рахунок великої кількості залишкових газів та низького коефіцієнта надлишку повітря, що супроводжується погіршенням економічності та динаміки робочого циклу.

Можливе одночасне запалення «запальної» та основної порції при ранніх кутах упорскування останньої, що також погіршує показники робочого циклу. Найбільш прийнятним контролю за максимальними швидкостями згоряння є займання основної порції за допомогою самозаймання «запальної» чи на період затримки самозаймання основної порції.

Експериментальні дослідження, виконані у різний час різними дослідниками, показали, що двофазна подача палива у багатьох випадках значно покращує робочий процес дизеля.

Так, згідно з даними отриманими ЦНІДІ, при застосуванні двофазного упорскування на одноциліндровому відсіку дизельного двигуна Ч18/22 на номінальному режимі було отримано зниження швидкості наростання тиску та максимального тиску згоряння з 6,7 до 5,9 МПа, питомої ефективної витрати

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

палива з 232 до 228 г/(кВт·год) й температури відпрацьованих газів з 438 до 420 °С. Оптимальне значення величини першої порції дизельного палива складає близько 24 % від номінальної подачі. Використання двофазної подачі дизельного палива при високому наддуванні у високообертовому двигуні дозволяє знизити максимальний тиск згоряння на 6,5 %, а жорсткість роботи на 23 %. Використання двофазної подачі дизельного палива поліпшує показники робочого процесу двигуна не тільки на номінальному режимі його роботи, але й на всьому діапазоні навантажень.

Результати випробувань на двигунах ЧН15/16; Ч16,5/21; Ч18/22; ЧН 36/45 та інших різних способів поділу циклової подачі показують зниження максимального тиску приблизно на 10...20 %, що рівноцінно зменшенню ступеня стиснення на 2-3 одиниці при застосуванні передкамерного сумішоутворення.

Характерні для розділеного упорскування палива результати були отримані при дослідженні одноциліндрових та повнорозмірних дизельних двигунів Ч 14,5/20,5, ЧН 14,5/20,5; ЧН15/16. У цьому випадку за рахунок використання кулачка з двома різновисокими виступами забезпечувалася подача «запальної» порції, величиною 12...17 % на номінальному режимі в кінці випуску – початку впуску, з метою подвійного на неї теплотою відпрацьованих газів та процесу стиснення.

Цей процес є різновидом відомого способу *Vigom*, розробленого французьким інститутом нафти, дозволив істотно змінити характеристику вигорання палива, знизивши інтенсивність тепловиділення в початковому періоді приблизно у 2,5 рази. Це забезпечило зниження максимальної швидкості зростання тиску, величини P_z на 10 %, ступеня димності відпрацьованих газів у 1,5...1,9 рази. Досягнуто суттєве зниження рівнів вібрацій у діапазоні частот 150...3500 Гц та динамічних навантажень на деталі за рахунок зменшення величини та швидкостей їх деформацій. Знижено рівень шуму процесу згоряння в діапазоні частот 800...8000 Гц на 5...7 дБ. Зміна характеристик тепловиді-

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лення дозволило суттєво зменшити при розділеному упорскуванні не тільки димність, а й вміст оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах. Відбувається зниження температури деталей ЦПГ до $15 \dots 30^\circ\text{C}$.

Велике значення має можливість форсування дизеля з розділеним упорскуванням при збереженні максимальних тисків P_z на рівні вихідного варіанту із звичайним упорскуванням. Дослідження показали, що можливе збільшення потужності до $15..25\%$, особливо при подачі частини палива у впускний колектор.

Особливого значення набуває розділене упорскування палива у всіх його різновидах при роботі на альтернативних паливах, в основному нездатних до самозаймання у звичайних конструкціях дизелів, зокрема метанолу, етанолу, спирту та інших.

У високофорсованих дизелях, що мають середній ефективний тиск $1,5 \dots 2$ МПа та більше, керування характеристиками упорскування вирішує комплексні завдання: обмеження максимального тиску циклу в умовах підвищення циклової подачі палива та забезпечення стабільної роботи у широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів. Обмеження максимального тиску циклу, що традиційно досягається зменшенням ступеня стиснення та кута випередження упорскування палива, супроводжується погіршенням економічних показників, димності та токсичності відпрацьованих газів за рахунок розтягування процесу згоряння на лінії розширення. Це призводить до підвищення теплонавантаженості основних деталей дизеля: поршня, кришки циліндра, розпилювача.

Таким чином, застосування двофазного упорскування є одним з ефективних способів удосконалювання робочого процесу дизельного двигуна, збільшення його надійності та терміну служби.

Під **законом упорскування (подачі) палива** мають на увазі залежність витрати палива через форсунку від кута повороту колінчастого валу дизеля ϕ або час τ

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$g_T = f(\varphi) \text{ або } g_T = f(\tau).$$

Іншими словами, закон упорскування палива характеризується відносним розподілом палива в процесі упорскування. Якщо є закон упорскування $g_T = f(\varphi)$ г/п.к.в. (рис. 4.1) можна побудувати залежність $g_{T\Sigma} = f(\varphi)$ г/Δφп.к.в., у якій ординати будуть дорівнюють сумарній кількості палива, що надійшло у робочий циліндр двигуна за час від початку упорскування палива до розглянутого моменту, наприклад, за період затримки запалення φ_i .

На рис. 4.1 представлено залежності наростання сумарної кількості палива $g_{T\Sigma}$, яке надходить до робочого циліндру за одне упорскування (c, d), сполучені з кривими зміни тиску газів у циліндрі (c_1, d_1). Відповідно до кривих c і d при більш крутому наростанні кількості палива (d) за період затримки самозапалювання τ_i поступає значна кількість дизельного палива від усієї циклової подачі $g_{\text{цк. ном}}$, що викликає різке наростання тиску у циліндрі $\Delta p/\Delta \varphi$ і збільшення максимального тиску P_z , тобто збільшується «жорсткість» роботи двигуна, що негативно впливає на термін служби дизеля.

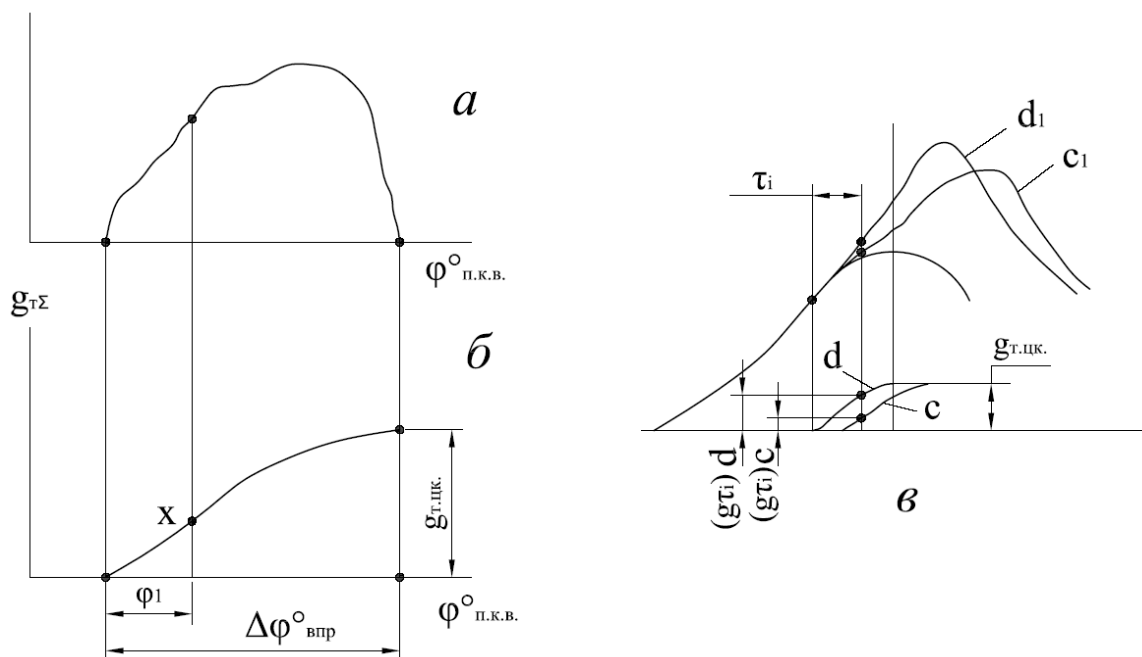


Рисунок 4.1 – Закон наростання сумарної кількості палива, що надходить за одне упорскування

Для зменшення кількості дизельного палива, що поступає у робочій циліндр за період затримки запалення, тобто для одержання більш «м'якої» роботи двигуна застосовують східчасте, а також подвійне упорскування. При використанні східчастого упорскування на двигуні, подача дизельного палива здійснюється без перерви, однак відносна кількість дизельного палива, що впорскується за початковий період процесу (приблизно за ϕ_i^0), менша норми. При двофазному упорскуванні дизельного палива голка форсунки двигуна відкривається двічі – перший раз при збільшеному куті випередження упорскування та другий раз (після запалення палива) основне упорскування.

При двофазному упорскуванні у робочій циліндр двигуна з достатнім випередженням до ВМТ упорскується невелика доза палива. До моменту початку основного упорскування палива невелика доза запалюється, скорочуючи час затримки запалення τ_i для основної подачі. Очевидно, що організувати двофазну подачу можна за допомогою двох окремих паливних насосів високого тиску на кожен циліндр дизеля, причому один насос буде подавати попередню порцію палива, а другий – основну. Двофазну подачу двома насосами та двома форсунками, розташованими навпроти, здійснив Д. Джефер. Він довів, що за рахунок подачі невеликої запальної порції дизельного палива через одну з форсунок двигуна період затримки основної порції палива можна скоротити у 8...10 разів. При цьому запальна доза палива становила близько 18 % від загальної подачі палива та впорскувалася на 30...50° п.к.в. раніш основної дози палива. Джефер запропонував також здійснювати подвійне упорскування палива за рахунок кулачка з подвійним підйомом плунжера. Організація двофазного упорскування за допомогою двох комплектів паливної апаратури конструктивно занадто складна та дорога.

Досить простий спосіб двофазної подачі дизельного палива від одного паливного насоса високого тиску запропонував Л. Гарднер. Для поділу подачі палива на попередню фазу та основну плунжер насоса було оснащено додатковою виточкою, що з'єднується осьовим каналом з розподільною порожни-

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ною. Значним недоліком цього паливного насосу високого тиску було те, що для приводу плунжера використовувався кулачок звичайного профілю. Очевидно, що для паливного насосу високого тиску, що забезпечує двофазне упрскування палива до циліндра двигуна за рахунок проміжного перепуску дизельного палива, звичайний кулачок із трикутним або трапецеїдальним характером зміни швидкості плунжера викликає збільшення питомої витрати палива та температури відпрацьованих газів дизеля. Крім того, застосування тих самих отворів для наповнення порожнини паливного насосу високого тиску та для перепуску пального, істотно впливає на зниження коефіцієнта подачі внаслідок зміни навантаження від тиску палива при проміжному перепуску або погіршенні наповнення надплунжерної порожнини насоса дизельним паливом.

Було розпочато конструкторські напрацювання організувати двофазну подачу палива шляхом використання подвійного трубопроводу, одна ділянка якого довше іншої. Кількісне регулювання співвідношення попередньої та основної подачі дизельного палива у таких конструкціях паливної системи здійснюється обмежувальними діафрагмами з різними прохідними перетинами.

Виконано також дослідно-конструкторські роботи з організації двофазної подачі дизельного палива за допомогою спеціально сконструйованих форсунок. На тепер розроблено безліч конструкцій спеціальних форсунок, голок, що відрізняються пристроєм, що направляє, а також розташуванням, формою та геометричними розмірами соплових отворів розпилювача, робочих порожнин та тому подібне. Наприклад, форсунка для двофазної подачі дизельного палива фірми SAW окрім нормального розпилювача має дві прецизійні пари (первинний й вторинний золотники) та дві робочі порожнини. Верхня порожнина з'єднується з каналом, який підводить дизельне паливо, виточенням, а нижня сполучається з ним за допомогою зворотного клапану спеціальної конструкції, тому що нормальний клапан, який зазвичай використовується у паливному насосі, не відкривається більш одного разу за цикл. Крім усклад-

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нення конструкції випробування таких форсунок показали, що для ефективної їх роботи необхідно виконувати привід паливного насосу високого тиску спеціальним кулачком з подвійним профілем.

Більш надійні для здійснення двофазної подачі палива є паливні насоси високого тиску, у яких забезпечується проміжний перепуск палива з одночасним приводом плунжера від кулачної шайби спеціального профілю. Конструкція такого насоса була розроблена фірмою *MAN*. Однак для наповнення надплунжерної порожнини паливного насосу високого тиску та попереднього перепуску дизельного палива у насосі використовуються ті ж самі вікна. Тому забезпечення належного розриву між упорскуванням попередньої та основної дози дизельного палива погіршує наповнення паливного насосу, що приводить у кінці кінців до зростання нерівномірності циклової подачі палива. У високообертових дизельних двигунів це зменшує паливну економічність та одночасно підвищує мінімальну стійку частоту обертання.

У паливному насосі високого тиску для двофазної подачі дизельного палива, запропонованому В. А. Кульгавих та ін., зазначені недоліки ліквідовані за рахунок використання додаткових вікон у втулці паливного насоса. На рис.4.2 представлено такий паливний насос високого тиску для двофазного упорскування дизельного палива з приводом плунжера від кулачної шайби спеціального профілю, що працює на звичайну форсунку та даний графік зміни швидкості плунжера насоса при нагнітальному його ході.

Паливний насос високого тиску працює наступним чином: при набіганні ролика 4 на профіль кулачної шайби 3 автоматично діючий усмоктувальний клапан 1 закривається та плунжер 2 через канали *Д* і *И* нагнітає дизельне паливо у форсунку двигуна. Плунжер 2 на ділянці профілю *а–б* підвищує тиск у паливній системі до тиску відкриття голки форсунки дизеля, здійснюючи попереднє упорскування палива у робочий циліндр. При подальшому переміщенні плунжера паливного насосу (ділянка профілю кулака *б–в*), коли верхня кромкою виточення *К* на плунжері поєднується з нижньою кромкою додатко-

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вих отворів, дизельне паливо з надплунжерного простору M паливного насосу крізь осьове свердління в плунжері (позначено пунктиром), виточка K та канали L почне перепускатися у порожнину усмоктування O паливного насосу, здійснюючи розвантаження системи від тиску палива та посадку голки форсунки.

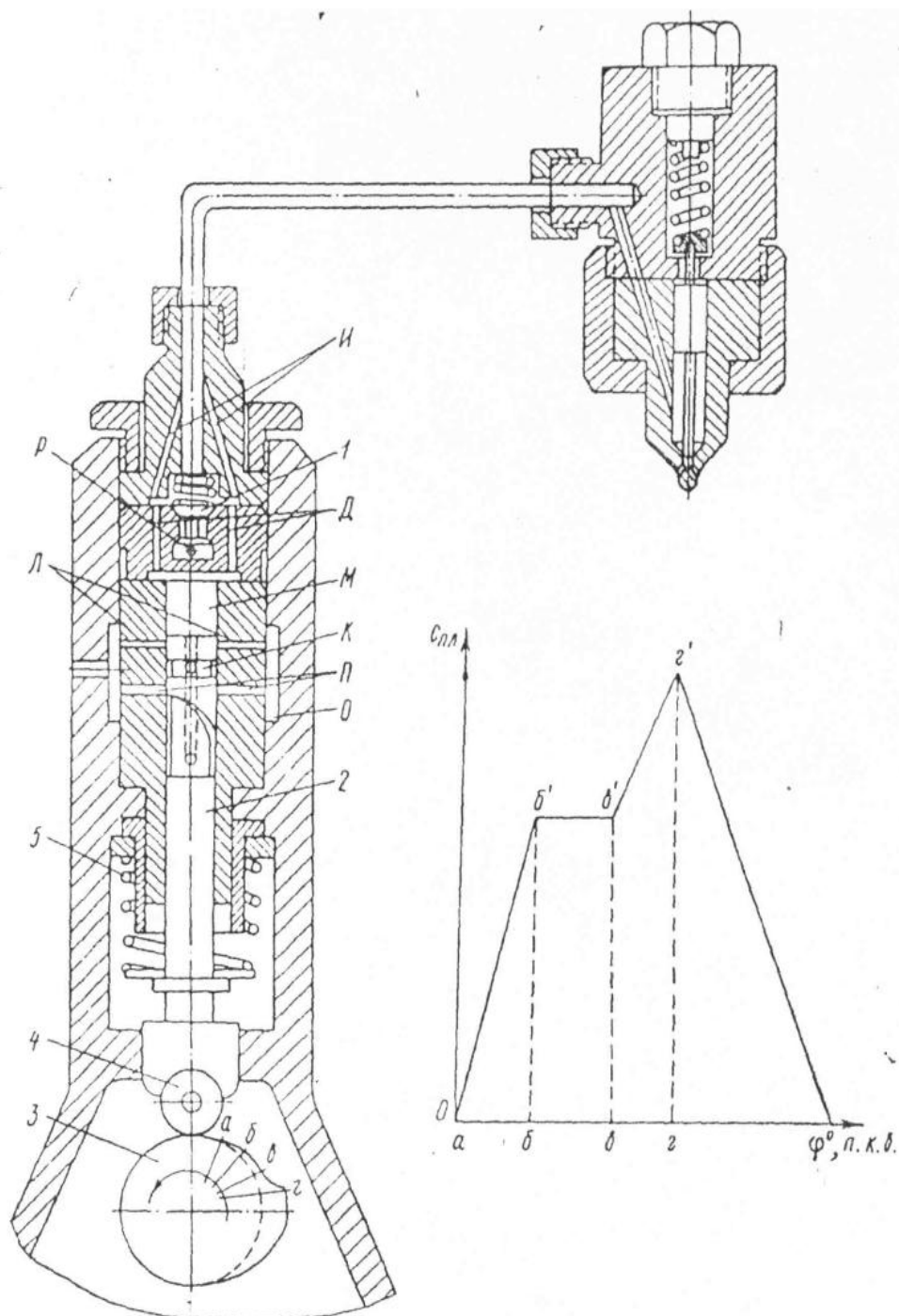


Рисунок 4.2 – Паливний насос високого тиску для двофазного упорскування з приводом плунжера від кулачної шайби спеціального профілю

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ДП.142.6221м.02.04.ПЗ

Аркуш

Основна порція дизельного палива почне подаватися паливним насосом з моменту перекриття нижньою його кромкою виточки K додаткових отворів L у втулці. При цьому на ділянці профілю кулачка $\epsilon-\zeta$ подача здійснюється при зростаючій швидкості плунжера (ділянка $\epsilon'-\zeta'$). Подача палива закінчується при відсіченні за допомогою звичайної гвинтової кромки на плунжері насосу в момент відкриття відсічних отворів $П$.

Надплунжерна порожнина паливного насосу M наповнюється дизельним паливом через отвір P , усмоктувальний клапан 1 та канали D у період усмоктувального ходу плунжера насосу при переміщенні його униз під дією пружини 5 . Стендові випробування представленого паливного насосу високого тиску показали, що стійке двофазне упорскування дизельного палива відбувається на усіх швидкісних та навантажувальних режимах роботи дизеля за зовнішньою, навантажувальною й гвинтовою характеристикою.

4.2. Модернізація паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 за рахунок використання двофазного впорскування палива

Основними елементами паливної системи дизельних двигунів є паливний насос високого тиску та форсунка. При модернізації паливної системи дизельного двигуна 4ЧН 20/28 пропонується використати насос та форсунку особливих конструкції, що дасть змогу реалізувати двофазне упорскування палива у циліндр дизеля.

Паливний насос високого тиску з керованим упорскуванням, запропонований для використання у паливній системі дизельного двигуна 4ЧН 20/28, має два плунжери, що приводяться у рух загальною кулачковою шайбою (рис. 4.3). Діаметри плунжерів 6 у $1,6$ рази більший за діаметр плунжера 1 . Нагнітальні порожнини кожної секції паливного насоса високого тиску після нагнітальних клапанів 2 та 5 з'єднані трубою 3 . Далі паливо подається до форсунки по загальному паливопроводу високого тиску 4 .

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

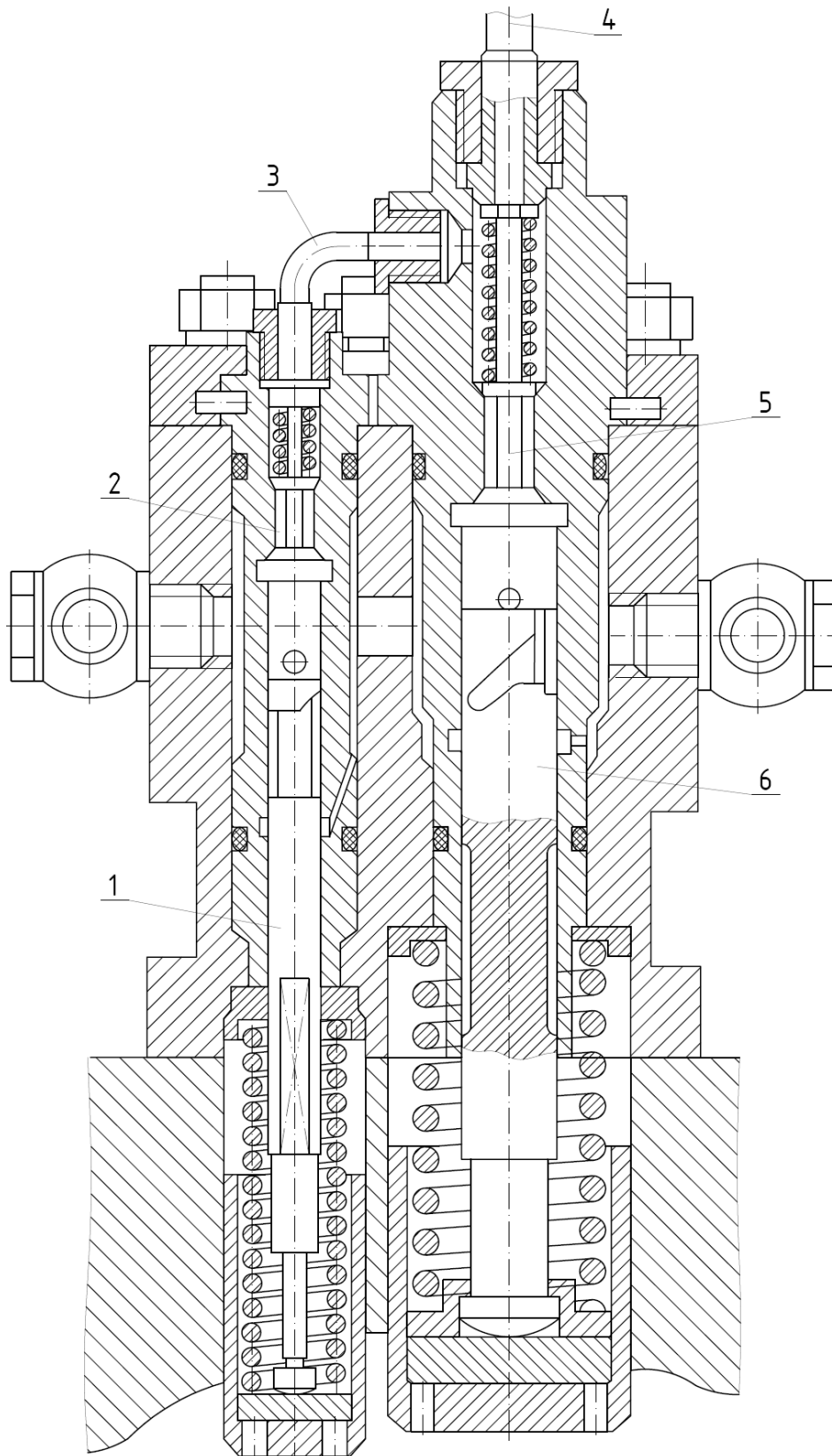


Рисунок 4.3 – Двоплунжерний насос високого тиску двигуна 4ЧН 20/28:
 1, 6 – плунжери; 2, 5 – нагнітальні клапани; 3 – з'єднальна трубка; 4 – загаль-
 ний паливопровід високого тиску

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Регулювання палива виконується по кінцю подачі. Кожна секція паливного насосу високого тиску може бути відрегульована за цикловою подачею та геометричному початку нагнітання, незалежно одна від одної. У дизелях паливні насоси високого тиску з двома плунжерами мають тільки одну кулачкову шайбу, хоча при двох шайбах можливості керування характеристикою упорскування палива зростають. Але в останньому випадку на розподільчому валу дизеля необхідно встановити додаткову шайбу, що не завжди можливо, особливо у чотиритактних дизелях.

Однак у разі використання лише однієї кулачкової шайби порівняно великий інтервал між попередньою та основною подачами можна забезпечити в результаті застосування додаткових отворів різних діаметрів та різного їх розташування за висотою.

Форсунку дизельного двигуна 4ЧН 20/28 для двофазного упорскування палива представлена на рис. 4.4. Розділення палива на дві фази від паливного насосу високого тиску у форсунці досягається за допомогою двох пружних клапанів 1 та 3 (клапан 1 призначено для впорскування основної порції палива, а клапан 3 – для впорскування допоміжної порції палива).

Характеристики пружин підібрані таким чином, щоб при збільшенні тиску у процесі впорскування спочатку відкривався клапан 3 (до упору 4). Поступаючи в камеру 5, паливо піднімає голку 6, внаслідок чого відбудеться упорскування попередньої порції. Після впорскування тиск у камері 5 впаде та голка закриється, в той час як тиск в основному каналі продовжуватиме зростати. Це обумовить відкриття клапана 1 (до упору 2), відкриття зворотного клапана 7, підняття голки та упорскування основної порції дизельного палива.

Електронне керування відкриттям та закриттям голки розпилювача також є ефективним способом управління двофазним упорскуванням палива.

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

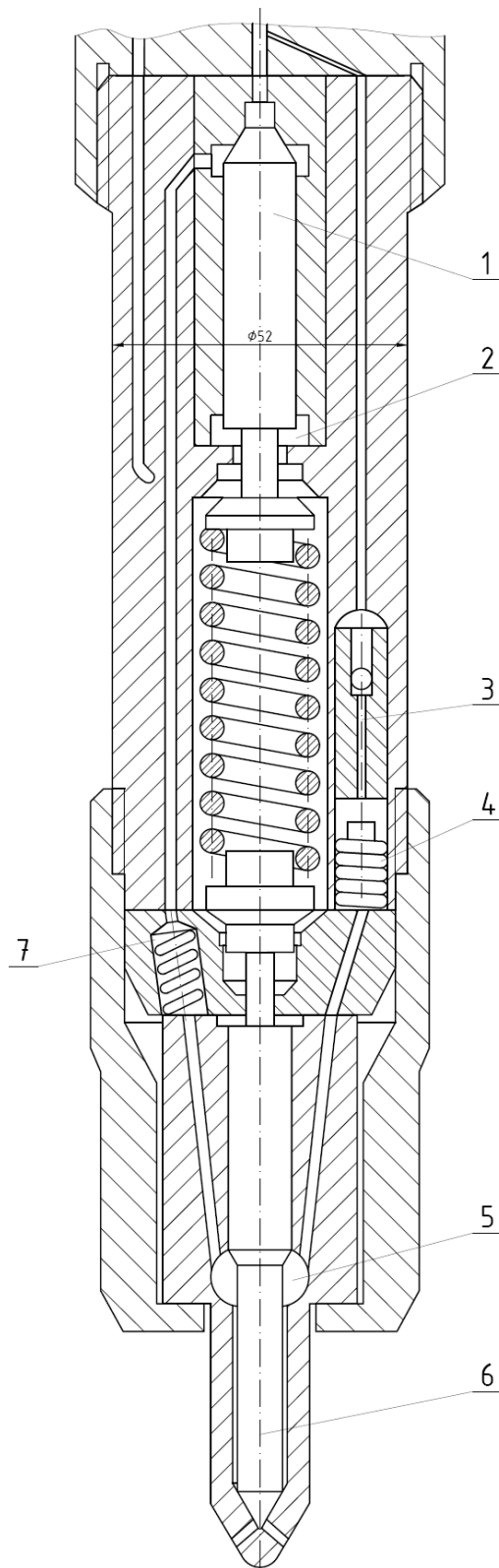


Рисунок 4.4 – Конструкція форсунки двигуна 4ЧН 20/28

для двохфазного упорскування палива:

1 – клапан основний; 2 – упор; 3 – клапан допоміжний; 4 – упор; 5 – паливна камера; 6 – головка; 7 – зворотній клапан

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.3. Розрахунок основних елементів модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Розроблена загальна схема модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28 представлена на рис.4.5.

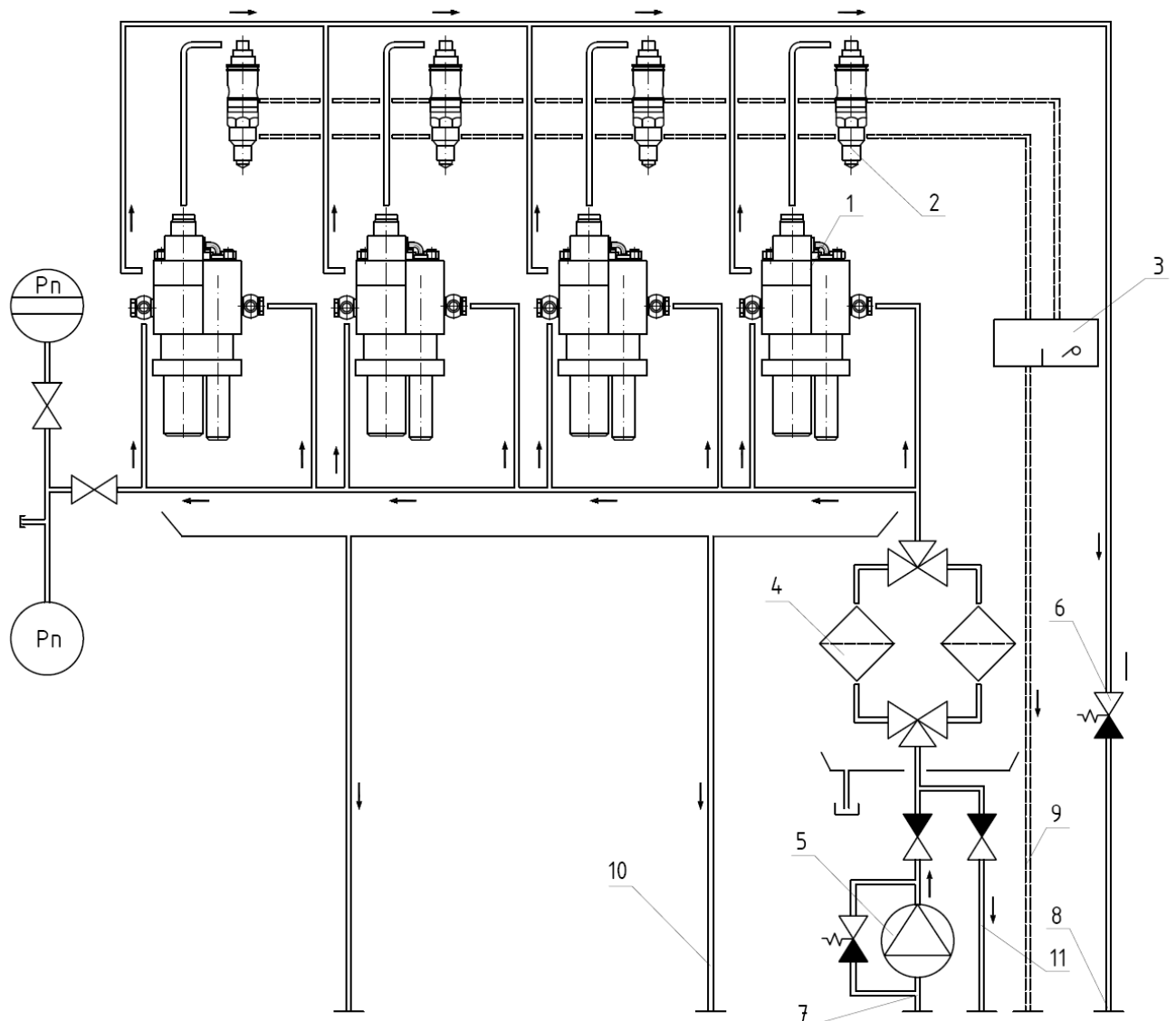


Рисунок 4.5 – Загальна схема модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28:

1 – паливний насос високого тиску; 2 – форсунка; 3 – система збору палива, що протікає; 4 – фільтр тонкої очистки; 5 – насос підкачки палива; 6 – регулюючий клапан; 7 – подача палива з баку; 8 – злив палива; 9 – злив протічок чистого палива; 10 – злив протічок брудного палива; 11 перелив палива

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Паливний насос високого тиску дизельного двигуна 4ЧН 20/28 призначений для подачі палива під високим тиском до форсунки, а далі в робочий циліндр дизеля. При цьому порція дизельного палива за кожний робочий цикл дизеля повинна поступати в визначений проміжок часу та необхідної кількості. Іншими словами паливний насос високого тиску повинен регулювати подачу дизельного палива в залежності від навантаження дизеля.

Саме тому для якісного проходження процесу згоряння у робочому циліндрі дизельного двигуна 4ЧН 20/28 та отримання високих економічних та енергетичних показників двигуна необхідно, щоб паливний насос високого тиску забезпечував точне відмірювання кількості дизельного палива за цикл згідно з режимом роботи дизеля, а також упорскування дизельного палива в заданий проміжок часу (повороту колінчастого валу) робочого циклу двигуна; задану характеристику упорскування палива; необхідну якість розпилювання дизельного палива на усіх режимах роботи двигуна та необхідний розподіл упорскнутого палива за об'ємом камери згоряння дизеля; чіткий кінець процесу упорскування та відсутність під впорскувань пального; рівномірність розподілу палива по робочих циліндрах дизеля на всіх режимах його роботи; стабільність циклових подач палива; оптимальну швидкісну характеристику подачі дизельного палива.

Відповідно до цього, від паливного насосу високого тиску вимагається отримати рівномірну та стабільну подачу дизельного палива при високому тиску упорскування у всьому діапазоні режимів роботи дизельного двигуна 4ЧН 20/28, у тому числі при холостому ході, що становить біля 5...20 % від номінальної потужності.

Розрахунок плунжеру основної подачі палива модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Потужність дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$N_e = 683 \text{ кВт}$

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Питома ефективна витрата дизельного палива дизельного двигуна 4ЧН 20/28 $g_e = 190 \text{ г/(кВт·год)}$

Частина основної циклової подачі дизельного палива $V_{ц.осн.} = 0,8$

Частота обертання колінчастого валу дизеля $n = 900 \text{ об/хв}$

Кількість робочих циліндрів дизельного двигуна 4ЧН 20/28 $i = 4$

Коефіцієнт тактності дизеля $z = 0,5$

Максимальний тиск процесу згоряння $P_z = 184,1 \text{ кг/см}^2$

Тривалість паливоподачі $\varphi_{пп} = 36 \text{ град п.к.в.}$

Тиск у точці с $P_c = 177,3 \text{ кг/см}^2$

Циклова подача дизельного палива $V_{ц} = \frac{Ne_{ц} \cdot g_e \cdot K \cdot V_{ц.осн}}{60 \cdot n \cdot z \cdot \gamma_m} = 1,318 \text{ см}^3/\text{цикл}$

де $\gamma_m = 875 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт запасу $K = 1,2$

Об'єм що описує плунжер ПНВТ при переміщенні від ВМТ до НМТ

$$V_{II} = K_2 \cdot V_{ц} = \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} \cdot S_{II} = 10,546 \text{ см}^3$$

де $K_2 = 1,1 \dots 8$ – коефіцієнт перевищення об'єму, який описує плунжер ПНВТ дизельного двигуна 4ЧН 20/28, над максимальною цикловою подачею дизельного палива на суму об'ємів: стиснення в надплунжерному об'ємі та у лінії високого тиску дизельного палива, деформації паливопроводу, об'єму що описує плунжер ПНВТ дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при закритті наповнювальних отворів, при розгоні та гасінні швидкості плунжера ПНВТ. Приймаємо значення коефіцієнту $K_2 = 8$.

Згідно зі стандартами $\frac{S_{II}}{d_{II}} = 1 \dots 1,5$

Приймаємо значення $S_{II} = 1,5 d_{II}$

Діаметр плунжера ПНВТ дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{II}}{1,3 \cdot \pi}} = 22 \text{ мм}$$

Хід плунжера ПНВТ дизельного двигуна 4ЧН 20/28 $S_{II} = 33 \text{ мм}$

Площа плунжеру ПНВТ дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$F_{пл} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 372,4461 \text{ мм}^2$$

Розрахунок на міцність кулачної шайби приводу плунжера основної подачі палива модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Допустима напруга стиску поверхні

$$\sigma_{сж} = 0,417 \cdot \sqrt{\frac{S \cdot E}{b \cdot r}};$$

де – S діюча сила на паливний кулак

$$S = P_H \cdot F_{пл} = 795,23 \cdot 2,54 = 2023,55 \text{ кг};$$

$E = 1,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ – модуль пружності для ВЧ 45; $b = 27 \text{ мм}$ – ширина ролика;
 $r = 25 \text{ мм}$ – радіус ролика.

$$\sigma_{сж} = 0,417 \cdot \sqrt{\frac{2023 \cdot 1,15 \cdot 10^6}{2,7 \cdot 2,5}} = 7742,66 \text{ кг/см}^2$$

Допустима напруга $[\sigma_{доп}] = 9000 \text{ кг/см}^2$. Необхідна умова міцності кулачкової шайби

$$\sigma_{сж} \leq \sigma_{доп}$$

$7742,66 < 9000 \text{ кг/см}^2$ – умова виконується.

Розрахунок елементів форсунки модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Значення середнього діаметру пружини паливної форсунки двофазного упорскування дизельного двигуна 4ЧН 20/28 – $D_{оф} = 18 \text{ мм}$. Діаметр проволоти пружини $d_{пф} = 6 \text{ мм}$.

Індекс пружини паливної форсунки дизельного двигуна

$$C_{пр} = \frac{D_{оф}}{d_{пф}} = \frac{18}{6} = 3$$

Кількість робочих витків пружини паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$I_p = \frac{G \cdot d_{\text{пф}}^4}{8 \cdot D_{\text{оф}}^3 \cdot K_{\text{п2}} \cdot K_{\text{ж}}} = \frac{129,26 \cdot 10^{10} \cdot 0,006^4}{8 \cdot 0,018^3 \cdot 1,1111 \cdot 236,693 \cdot 10^3} = 12$$

приймаємо кількість робочих витків пружини форсунки дизельного двигуна $I_p = 12$ та визначаємо нове значення $K_{\text{ж}}$:

$$K_{\text{ж}} = \frac{G \cdot d_{\text{пф}}^4}{8 \cdot D_{\text{оф}}^3 \cdot K_{\text{п2}} \cdot i_p} = \frac{129,26 \cdot 10^{10} \cdot 0,006^4}{8 \cdot 0,018^3 \cdot 1,11 \cdot 12} = 269,305 \text{ кН/м.}$$

Повне число витків паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$I_{\text{п}} = I_p + I_{\text{оп}} = 12 + 3 = 15.$$

Сила попереднього затягування пружини паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$P_1 = p_{\text{нв}} \cdot F_d = 180 \cdot 10^6 \cdot 5,22 \cdot 10^{-5} = 9,396 \text{ кН.}$$

Оцінка вірогідності прориву газів з робочої камери згоряння через запірний конус розпилювача паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\frac{P_1}{P_{\text{то}} + P_{\text{г}}} = \frac{9396}{6761,19} = 1,389 \geq 1,3$$

$$P_{\text{то}} + P_{\text{г}} = 0,785 \cdot [0,5 \cdot (P_z + P_{\text{ст}}) \cdot d_K^2 + P_{\text{то}} \cdot (d_{\text{н}}^2 + d_K^2)]$$

$$P_{\text{то}} + P_{\text{г}} = 0,785 \cdot [0,5 \cdot (18,56 + 17,73) \cdot 0,0082^2 + 6 \cdot (0,03^2 + 0,0082^2)] = 6761,19 \text{ Н.}$$

Значення сили, яка стискує пружину при підйомі голки форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 до її упору

$$P_{\text{уп}} = P_1 + K_{\text{ж}} \cdot h_{\text{н}} = 9396 + 2693047,764 \cdot 0,01 = 36326,48 \text{ Н}$$

Діюча сила на пружину у момент відриву від замикаючого конусу розпилювача форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$P_2 = \sqrt{P_1^2 + M \cdot V_{\text{мак}}^2 \cdot K_{\text{ж}}} = \sqrt{9396^2 + 5,95 \cdot 2,496^2 \cdot 10^3 \cdot 2693047,764} = 13774,59 \text{ Н}$$

$$\text{де } M = m_{\text{н}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{п}}/3 = 1,55 + 4,28 + \frac{0,3526}{3} = 5,95$$

$$m_{\text{п}} = 6,45 \cdot 10^{-6} \cdot D_{\text{оф}} \cdot d_{\text{пф}}^2 \cdot i_{\text{п}} = 64,5 \cdot 10^{-6} \cdot 18 \cdot 4,5^2 \cdot 15 = 0,3526$$

$$V_{\text{мак}} = \frac{2 \cdot h_{\text{н}}}{t_{\text{п}}} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^{-2}}{8,013 \cdot 10^{-3}} = 2,496, \text{ м/с; } t_{\text{п}} = \frac{\alpha_{\text{п}}}{6 \cdot n} = \frac{5}{6 \cdot 104} = 8,013 \cdot 10^{-3}, \text{ с}$$

За умов, що $P_{\text{уп}} < P_2$, відповідно тоді для подальшому проведенню розрахунків приймаємо $P_{\text{п}} = P_2$.

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Величина максимальної сили, що стискує пружину форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 до виникнення дотику між її витками

$$P_3 = \frac{P_{II}}{1 - \delta_3} = \frac{13774,59}{1 - 0,25} = 18366,124 \text{ Н},$$

де $\delta_3 = 0,25$ – значення відносного інерційного зазору.

Значення напруги матеріалу пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 від кручення

$$\tau = \frac{2,55 \cdot D_{OF} \cdot K_{II} \cdot P}{d_{II\Phi}^3} = \frac{2,55 \cdot 0,018 \cdot 1,58 \cdot P}{0,006^3} = 335750 \cdot P \text{ МПа.}$$

Величина напруги при попередньому затягуванні пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\tau_1 = R \cdot P_1 = 335750 \cdot 9396 \cdot 10^{-6} = 315,47 \text{ МПа.}$$

Величина напруги при дійсному робочому зусиллі пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\tau_2 = R \cdot P_p = 335750 \cdot 1377,459 \cdot 10^{-6} = 462,482 \text{ МПа} < 675 \text{ МПа.}$$

Величина напруги при стискуванні пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 до отримання дотику між витками

$$\tau_3 = R \cdot P_3 = 335750 \cdot 1836,612 \cdot 10^{-6} = 616,642 \text{ МПа} < 940 \text{ МПа.}$$

Величина напруги від сили кручення не перевищує допустимі значення.

Величина відносного фактору запасу міцності становить

$$K_{II} = \frac{\alpha_d}{\alpha_\tau} = \frac{1,72}{1,47} = 1,2 \geq 1,1$$

відповідно пружина форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 володіє хорошими втомними характеристиками.

Величина допустимих розмірів коливань складає

$$\alpha_d = 240 \cdot 10^6 - 0,51 \cdot 10^{-9} \cdot (\tau_2 - 98 \cdot 10^6)^2,$$

$$\alpha_d = 240 \cdot 10^6 - 0,51 \cdot 10^{-9} \cdot (462,482 \cdot 10^6 - 98 \cdot 10^6)^2 = 172,24 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Величина дійсний розмірів коливань становить

$$\alpha_\tau = \tau_2 - \tau_1 = 462,482 - 315,47 = 147,01 \text{ МПа.}$$

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перевірка відсутності виникнення контакту витків пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\frac{V_{MAX}}{V_{KP}} = \frac{2,49}{12,66} = 0,197 < 1; \text{ де } V_{KP} = \frac{\tau_3 \cdot \left(1 - \frac{P_p}{P_2}\right)}{\sqrt{2 \cdot G \cdot \rho}} = 12,66 \text{ м/с}$$

відповідно зіткнення витків пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 відсутнє.

Величина деформації пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

– попередня деформація складає

$$F_1 = \frac{P_1}{K_{ж}} = \frac{939,6}{269,3 \cdot 10^3} = 3,48 \cdot 10^{-3} \text{ , м}$$

– робоча деформація становить

$$F_p = \frac{P_p}{K_{ж}} = \frac{36326,47}{2693047,764} = 13,48 \cdot 10^{-3} \text{ , м}$$

– максимальна деформація до утворення контакту між витками форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$F_3 = \frac{P_3}{K_{жс}} = \frac{18366,124}{2693047,764} = 0,00682 \text{ , м}$$

Величина максимальної деформації одного витка пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$f_3 = \frac{8 \cdot D_{OF}^3 \cdot K_{П2} \cdot P_3}{G \cdot d_{ПФ}^4} = \frac{8 \cdot 0,018^3 \cdot 1,11 \cdot 18366,124}{129,265 \cdot 10^{10} \cdot 0,006^4} = 3,4099 \cdot 10^{-6} \text{ , м}$$

Перевірка пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 на резонанс

$$\frac{n_C}{n_K} = \frac{33487,65}{475} = 70,5 > 10$$

відповідно резонанс у пружині форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 відсутній.

Величина нижчої власної частоти коливань пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$n_C = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d_{ПФ}}{i_P \cdot D_{OF}^2} = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{6}{12 \cdot 18^2} = 33487,65 \text{ , с}^{-1}$$

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Величина висоти пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у стиснутому до дотику витків стані складає

$$H_3 = (i_p + 2) \cdot d_\phi = (12 + 2) \cdot 6 = 84, \text{ мм}$$

Величина висоти пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у вільному стані становить

$$H_0 = H_3 + F_3 = 84 + 10 = 94 \text{ мм}$$

Перевірка пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 на стійкість

$$\frac{H_0}{D_{\text{оф}}} = \frac{94}{6} = 5,22 < 8$$

відповідно пружина форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 стійка.

Величина висоти пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при попередній її деформації

$$H_1 = H_0 - F_1 = 94 - 3,48 = 90,51 \text{ мм.}$$

Величина висоти пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при робочій її деформації складає

$$H_2 = H_0 - F_p = 94 - 13,48 = 80,51 \text{ мм.}$$

Величина кроку пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$t = f_3 + d_{\text{пф}} = 0,0034 + 6 = 6,0034 \text{ мм}$$

Величина довжини пружини форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 у розгорнутому стані складає

$$L = 3,2 \cdot D_{\text{оф}} \cdot i_{\text{п}} = 3,2 \cdot 18 \cdot 15 = 864 \text{ мм.}$$

Розрахунок корпусу розпилювача паливної форсунки модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Корпус розпилювача паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 перевіряється на деформацію від сили затяжки гайки та напруги розриву у перетині отворів розпилення палива.

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Величина деформації корпусу розпилювача форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 від зусилля затяжки гайки складає

$$\delta_{ДЕ} = \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{F_3 \cdot E} = \frac{10^6 \cdot 0,0364 \cdot 0,042}{1,82 \cdot 10^{-4} \cdot 2,2 \cdot 10^5} = 38,39 \text{ мкм}$$

де $l_3 = 0,042$ м – довжина частини корпусу розпилювача паливної форсунки, який затискається; $F_3 = 1,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа поперечного перетину частини корпусу розпилювача, який затискається; $P_3 = q \cdot F_\gamma = 200 \cdot 1,82 \cdot 10^{-4} = 0,0364$ МН – осьова сила від затяжки накидної гайки форсунки; $q = 50 \dots 200$ МПа – значення питомого тиску на торці розпилювача паливної форсунки, що забезпечує ущільнення каналу високого тиску ($q = 200$ для двигуна прототипу – Wartsila 4L20); $F_\gamma = 1,82 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – значення площі ущільнюючого торця розпилювача паливної форсунки.

Величина напруги розриву у перетині отворів розпилення паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\sigma_{II} = \frac{P_{C\text{MAX}} \cdot (0,785 \cdot d_{KO}^2 + i_p \cdot d_p \cdot l_p)}{0,785 \cdot (d_{HP}^2 - d_{KO}^2) - i_p \cdot d_p \cdot l_p}$$

$$\sigma_{II} = \frac{101,68 \cdot (0,785 \cdot 0,010^2 + 4 \cdot 0,0005 \cdot 0,004)}{0,785 \cdot (0,016^2 - 0,01^2) - 4 \cdot 0,0005 \cdot 0,004} = 74,62 \text{ МПа}$$

де $P_{C\text{max}} = 85$ МПа – максимальний тиск палива перед отворами розпилення форсунки; $d_{KO} = 3$ мм; $d_{HP} = 6$ мм; $d_p = 0,45$ – діаметр колодязя розпилювача зі зовнішньої частини носика розпилювача форсунки; $i_p = 8$ – число отворів розпилювача форсунки; $l_p = 0,0017$ м – довжина отвору розпилювача; напруга розриву в перетині отворів розпилення не повинно перевищувати допустимого значення – $[\sigma_p] = 80$ МПа.

Розрахунок голки розпилювача паливної форсунки модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Величина питомого навантаження між запірними конусами голки та корпусу розпилювача форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$K_H = \frac{P_{HB} \cdot (d_H^2 - d_K^2)}{d_K^2 - d_V^2} = \frac{28 \cdot (0,008^2 - 0,0048^2)}{0,0048^2 - 0,0044^2} = 311,65 \text{ МПа}$$

де $P_{HB} = 28 \text{ МПа}$ – тиск початку упорскування дизельного палива; d_H, d_K, d_V – діаметр голки паливної форсунки, частини, яка замикає вершину конуса та замикає конус голки паливної форсунки відповідно. Розраховане значення питомого навантаження голки не перевищує допустимого значення, яке становить $[K_H] = 350 \text{ МПа}$.

Величина питомого навантаження на опорні торцеві поверхні голки паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 при її повному ході складає

$$K_{HO} = \frac{P_{LMAX} \cdot d_H^2 - 1,27 \cdot P_{уп}}{d_H^2 - d_{оп}^2} = \frac{101,88 \cdot 0,008^2 - 1,27 \cdot 1,038 \cdot 10^{-3}}{0,008^2 - 0,00045^2} = 129,8129 \text{ МПа},$$

де $P_{L \max} = 150 \text{ МПа}$ – значення максимального тиску палива у лінії високого тиску; $d_H, d_{оп}$ – діаметр голки паливної форсунки дизеля та її опорної поверхні, мм; $P_{уп}$ – сила, яка стискає пружину паливної форсунки при підйомі голки до упору; $K_{ж}$ – жорсткість пружини паливної форсунки; P_1 – значення сили попереднього зтягування пружини паливної форсунки двигуна; F_d – площа диференційної площадки голки, м^2 .

Розраховане значення питомого навантаження не перевищує допустимого, яке складає $[K_{HO}] = 150 \text{ МПа}$.

Визначення напруги зминання у сполученні сфери штанги з торцевою площиною хвостовика голки форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28

$$\sigma_{CM} = 0,616 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{уп} \cdot E^2}{d_{сш}^2}} = 0,616 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,038 \cdot 10^{-3} \cdot (2,2 \cdot 10^5)^2}{0,04^2}} = 1943,36 \text{ МПа}$$

де $d_{сш} = 0,04 \text{ м}$ – значення діаметру сфери штанги. Розрахункове значення напруги на зминання не перевищує допустимого значення $[\sigma_{CM}] = 2000 \text{ МПа}$.

Розрахунок стрижня штанги розпилювача паливної форсунки модернізованої паливної системи з двофазним упорскуванням дизельного двигуна 4ЧН 20/28

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Штанга паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 перевіряється на напругу від стиску у мінімальному її перетині й на запас стійкості від поздовжнього вигину. Значення напруги від стиску у мінімальному перетині штанги паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28:

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P_{уп}}{\pi \cdot d_{шт}^2} = \frac{4 \cdot 36326,477 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,014^2} = 236,1 \text{ МПа}$$

де $d_{шт} = 0,014$ м – значення найменшого діаметру стрижня штанги форсунки дизельного двигуна. Напруга від стиску у мінімальному перетині стрижня штанги паливної форсунки дизельного двигуна 4ЧН 20/28 не перевищує допустимого значення $[\sigma_{сж}] = 300$ МПа.

Величина запасу стійкості штанги форсунки від поздовжнього вигину

$$n_y = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{шт}}{P_{уп} \cdot l_{шт}^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 1,8847 \cdot 10^{-9}}{36326,477 \cdot 10^{-3} \cdot 0,22^2} = 2,325$$

де $l_{шт} = 0,22$ м – довжина штанги форсунки;

$$I_{шт} = \frac{\pi \cdot d_{шт}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,014^4}{64} = 1,8847 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$
 – значення моменту інерції мінімально-

го поперечного перетину штанги форсунки.

Величина розрахованого запасу стійкості від дії вигину штанги форсунки більше допустимого $[n_y] = 2,5$.

4.4. Висновки до розділу

У розділі виконано аналіз переваг та недоліків використання двофазного упорскування дизельного палива для двигуна 4ЧН 20/28 (4L20) виробництва фірми *Wartsila*, що використовується у складі стаціонарної електростанції.

Розроблено принципову схему паливної системи двофазного упорскування. Виконано розрахунок основних елементів системи паливоподачі, а саме паливного насоса високого тиску та форсунки двофазного упорскування. Розраховано на міцність кулачкову шайбу приводу плунжера насоса високого тиску дизельного двигуна 4ЧН 20/28. Згідно з розрахунком діючи механічні навантаження на кулачкову шайбу знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.6221м.02.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Бондар В.М.			Розробка заходів з охорони праці та навколишнього сере- довища	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК ім. адм. Макарова		

5.1. Охорона праці в приміщенні дизельної електростанції на базі модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28

За всіх часів існування цивілізованого суспільства праця була корисним та найбільш шкідливим елементом у процесі життєдіяльності людини. Такою праця залишилася й понині. У процесі розвитку суспільства змінювалися принципи організації трудової діяльності людини, удосконалювалися методи вирішення проблем, пов'язаних з підвищенням ефективності процесів трудової діяльності, виникали нові напрямки та приймалися раціональні рішення. Поряд з цим залишалося у процесі розвитку суспільства залишалося й основне питання – забезпечення безпечних умов праці, здоров'я та життя працівника.

Саме цим питанням й займається галузь знань «Охорона праці», що виникла у результаті потреби безпосередньо впливати на значну кількість видів та факторів трудових процесів з метою забезпечення безпеки трудової діяльності людей, що доцільно та у значній мірі підвищує зацікавленість працівника у роботі, збільшує ефективність його праці, відбиваючись на показниках та результаті виконаної роботи.

Такі галузі трудової діяльності як суднобудування, машинобудування, енергетика, транспорт та багато інших не можуть обійтися без основних норм та правил з дотриманням техніки безпеки персоналом, що безпосередньо задіяний у даному робочому процесі, як не можуть обійтися без нових підходів, методів, а також прогресивних технічних рішень, що дозволять максимально убезпечити трудову діяльність людини.

Дотримання усіх правил та норм безпеки у галузі експлуатації енергетичних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння розглядається у даному розділі магістерської роботи, а саме аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що виникають в приміщенні стаціонарної електростанції при роботі модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28 та впливають на обслуговуючий дизель персонал.

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Правила та норми щодо техніки безпеки й санітарії у дизельному приміщенні електростанції спрямовані на максимальне усунення нещасних випадків та професійних захворювань обслуговуючого персоналу. Для забезпечення цього стандартами та різними нормативними актами передбачено різні санітарно-технічні норми, що допускаються при обслуговуванні двигунів та різних механізмів у дизельному приміщенні електростанції.

Основні шкідливі чинники на організм людини у дизельному приміщенні електростанції:

- значний шум;
- вібрація механізмів елементів енергетичної установки;
- вплив парів масла та палива;
- вплив високих температур поверхонь, робочих рідин та газів;
- ураження електричним струмом;
- обертові частини механізмів енергетичної установки.

Для забезпечення нормальних умов праці у дизельному приміщенні електростанції потрібно, щоб параметри, що характеризують освітлення, шум і вібрацію, вентиляцію відповідали усім санітарним нормам.

У дизельному приміщенні електростанції встановлено два дизельних двигуна 4ЧН 20/28 потужністю 680 кВт при 900 об/хв., які працюють на рідкому дизельному паливі. Застосування такого типу дизельних двигунів викликає значне збільшення шуму у дизельному приміщенні електростанції. Малі розміри дизельного приміщення електростанції, у якому розміщуються дизель-генератори та велика кількість інших механізмів та апаратів, сприяють концентрації звуку, що виникає при їх роботі. Шум та вібрація працюючого двигуна внутрішнього згоряння впливає на здоров'я людей, що працюють у дизельному приміщенні електростанції, зменшують продуктивність їх труда, притуплюють увагу. Рівень шуму даного типу дизельного двигуна не перевищує у 110 Дб.

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівнюючи дане значення рівня шуму з відповідними нормами звукового тиску, представленими у таблиці 5.1 (для широкополонного шуму) можна зробити висновок, що рівень шуму перевищують припустимі. Тому, необхідно виконати заходу щодо зниження рівня шуму дизельному приміщенні електростанції.

З метою забезпечення зменшення шуму та вібрації усі механізми та агрегати встановлено на фундаментах з гумометалевими амортизаторами. Двигуни електростанції оснащено глушниками шуму.

Таблиця 5.1 – Норми припустимого рівня звукового тиску в октавних смугах

Робоче місце	Рівень звукового тиску в дБ в октавних смугах зі середнегеометричними частотами, Гц								Рівні шуму й еквівалентні рівні шуму, дБ
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ДП з постійною вахтою	99	92	86	83	80	78	76	74	80

При експлуатації енергетичної установки виникає проблема наявності надлишкового тепла та вологості. Температура у дизельному приміщенні електростанції підвищується унаслідок виділення великої кількості тепла усіма працюючими механізмами, а також апаратами і трубопроводами. Вологість повітря в дизельному приміщенні електростанції підвищується унаслідок протікань з трубопроводів й арматури. Для зниження викидів тепла в навколишнє середовище, усі трубопроводи, по яких переміщується нагріте робоче тіло, забезпечені теплоізоляцією тому температура зовнішніх поверхонь не повинна перевищувати 50...60 °С.

Відповідно небезпечні та шкідливі фактори, що впливають на людину від дії температури:

– підвищена температура поверхонь обладнання;

– підвищена температура повітря робочої зони (вона повинна знаходитися у межах норм, зазначених у таблиці 5.2. за ДСТ 12.1.005-88).

Таблиця 5.2 – Норми вологості та температури повітря робочої зони

Період року	Категорія робіт	Температура, $t^{\circ}\text{C}$	Вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Холодний	Середньої ваги	18 – 20	60 – 40	0,2
Теплий		21 – 23	60 – 40	0,3

Необхідно звернути особливу увагу на забезпечення нормального освітлення вимірювальних приладів, щитів, пультів керування двигуном. Освітленість дизельного приміщення електростанції повинно бути не менш 75 ЛК при відстані від вимірювальних приладів не менш одного метра.

При експлуатації енергетичної установки також необхідно вести боротьбу з забрудненням повітря пилом та різними газами.

Окрему особливу увагу необхідно приділити пожежній безпеці. Пожежа є особливо небезпечним фактором, що призводить, найчастіше, до значного матеріального збитку та загибелі людей. У дизельному приміщенні електростанції є системи та засоби пожежегасіння. Однією з систем є система повітропінна-протипожежна. У місцях можливого виникнення пожежі від струмоведучих частин та кабелів встановлено вуглецевокислотні вогнегасники.

У дизельному приміщенні електростанції знаходиться значна кількість електричних машин, приладів та обладнання, що є джерелом небезпеки враження людини електричним струмом, що вимагає дотримання відповідних правил техніки безпеки.

У дизельному приміщенні електростанції прийнято міри, що забезпечують безпечну роботу обслуговуючого персоналу, а саме:

- обмежено кількість електроприладів;
- гарна ізоляція струмоведучих частин та кабелів;
- наявність заземлення;

– індивідуальні засоби захисту людини та аварійна система відключення живлення.

Усі металеві частини приладів та обладнання під напругою заземлені для унеможливлення ураження струмом у разі пошкодження ізоляції.

Щоб уникнути нещасних випадків усі частини машин та механізмів, що рухаються закриваються спеціальними кожухами. Розташування механізмів у дизельному приміщенні електростанції виконано з урахуванням забезпечення ширини не менше 0,7...0,8 м.

Усі трапи, площадки огорожені поручнями висотою не менш одного метру. Механізми та системи дизеля обладнано необхідними елементами аварійної сигналізації й захисту, системами оповіщення щодо збоїв у роботі механізмів або систем;

Двигун також обладнано системами, що автоматично зупиняють роботу агрегатів при відхиленні встановлених параметрів від норми, що може призвести до порушення нормальної роботи систем та механізмів, а також стати причиною аварії, що є небажаним.

5.2. Джерела шуму в приміщенні дизельної електростанції на базі модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28

Високий рівень шуму від дизельного двигуна енергетичної установки стаціонарної електростанції впливає на організм людини, подразнює нервову систему, викликає утому, знижує працездатність, що негативно позначається на роботі обслуговуючого дизелі персоналу. У державних будівельних нормах вказано, що рівень шуму в дизельному приміщенні електростанції на відстані 1 м від джерела не повинне перевищувати значення у 100 дБ.

Дизельний двигун 4ЧН 20/28 з частотою обертання колінчатого вала 900 об/хв. характеризується наступними параметрами шуму:

- загальний рівень шуму складає 140 дБ.
- шум на частоті 1000 Гц та вище складає 100 дБ;

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними джерелами шуму дизельного двигуна 4ЧН 20/28 є:

- шум усмоктування;
- шум при перекладці поршня;
- шум упорскування та згоряння палива у робочому циліндрі дизеля;
- шум від вібрації дизеля;
- шум працюючих навішаних на двигун механізмів;
- шум приводів, що забезпечують роботу навішаних на двигун механізмів;
- шум від роботи впускних та випускних клапанів механізму газообміну.

Найбільший шум від дизеля виникає при усмоктуванні та вихлопі.

Основними джерелами **шуму усмоктування** є відцентрові нагнітачі повітря. Загальний рівень шуму турбокомпресора визначається за формулою:

$$L_{\text{обц}} = 10 \lg(U^5 \cdot Q \cdot Z_g); \text{ дБ}$$

де U – окружна швидкість на кінці лопатки колеса компресора, м/с; Q – продуктивність компресора, м³/год; $Z_g = 4$ – число лопаток у направляючому дифузори компресора.

Окружна швидкість колеса турбокомпресора:

$$U = \sqrt{g \frac{L_{\text{ад}}}{h_{\text{ад}}}}; \text{ м/с}$$

де $L_{\text{ад}}$ – адіабатна робота стиску турбокомпресора; $h_{\text{ад}} = 1,2$ – коефіцієнт напору.

$$U = \sqrt{9,81 \frac{13389}{1,2}} = 331 \text{ м/с}; Q = 12,5 \text{ м}^3/\text{год};$$

тоді

$$L_{\text{обц}} = 10 \lg(331^5 \cdot 12,5 \cdot 4) = 128,2 \text{ дБ}.$$

Зниження рівня шуму усмоктування можна досягти встановленням глушника активного типу наприклад глушник грибкового типу. Активний глушник грибкового типу розраховується за формулою А. И.Белова:

$$\Delta L = 1,14 \frac{P \cdot l}{F_0} \alpha, \text{ дБ};$$

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де ΔL – зниження рівня шуму, дБ; P – периметр перетину глушника, м; F_0 – площа поперечного перетину глушника, м^2 ; l – довжина глушника, на який нанесений звукопоглинальний матеріал, м; α – коефіцієнт звукоізоляції ($\alpha = 0,69$).

У якості звукоізолюючого матеріалу застосовують асбошнур, товщиною 30 мм та питомою вагою $\rho = 0,62 \text{ кг/м}^2$.

Площа поперечного перетину глушника

$$F_0 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) ; F_0 = \frac{3,14}{4}(0,3^2 - 0,2^2) = 0,00283 \text{ м}^2.$$

Периметр перетину глушника

$$P = \pi \cdot D_{\text{ср}} = 3,14 \cdot (0,3 + 0,2/2) = 0,785 \text{ м.}$$

Зниження рівня шуму

$$\Delta L = 1,14 \frac{0,2 \cdot 0,785}{0,00283} 1,2 = 63,23 \text{ дБ.}$$

Вихлоп відпрацьованих газів створює шум складного спектра. Його частота залежить від числа вихлопів у секунду, динамічності кожного вихлопу, конструкції вихлопної системи та протитиску на випуску дизеля. Інтенсивність рівня шуму вихлопу сучасних дизелів становить 105...125 Дб. Значний вплив на частоту та інтенсивність вихлопу відпрацьованих газів має довжина вихлопного колектора, що являє собою об'ємний резонатор. Існує велика кількість глушників шуму вихлопу відпрацьованих газів, в основі яких покладено наступні принципи глушіння шуму:

- поглинання звукової енергії від відпрацьованих газів з перетворенням її у незворотні втрати тертя;
- віддзеркалення звукових хвиль назад до їхніх джерел за допомогою акустичних фільтрів;
- глушіння шуму за допомогою упорскування зважених часток води у відпрацьовані гази.

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для глушіння шуму вихлопу відпрацьованих газів приймаємо глушник резонансного типу. Ефективність глушника цього типу визначають за формулою:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\frac{GoV}{2E}}{f \left(f_p + \frac{f_p}{f} \right)} \right)^2 \right], \text{ дБ};$$

де $Go = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_c \cdot h}{l_c + \frac{\pi d_c^2}{Y(\xi)}}$ – пропускна можливість отвору, що з'єднує трубопровід з ре-

зонансною камерою; d_c – діаметр сполучного отвору, м; l_c – довжина каналу, м; h – кількість отворів; $Y(\xi)$ – функція, що враховує залежність поправки на приєднану масу повітря, що знаходиться у отворах та від взаємного розташування отворів; V – об'єм резонансної камери, м³; f – максимальна частота шуму вихлопу відпрацьованих газів, Гц; f_p – резонансна частота глушника, Гц.

$$f_p = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{V}} ;$$

де c – швидкість звуку у газах; м/с; $\xi = d/d_1$; d_1 – відстань між центрами отворів.

Розрахунок резонансного глушителя виконується за обраними заздалегідь параметрами резонансних камер й їхньому числу в залежності від числа потоків у спектрі шуму вихлопу відпрацьованих газів, що підлягають глушінню.

Площа прохідного перетину вихлопного патрубку глушника відпрацьованих газів:

$$F_{\text{в.п.}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} ; F_{\text{в.п.}} = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 0,0044 \text{ м}^2.$$

Площа резонансної камери глушника відпрацьованих газів:

$$F_{\text{р.к.}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{3,14}{4} (0,375^2 - 0,075^2) = 0,1055 \text{ м}^2.$$

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єм резонансної камери глушника відпрацьованих газів:

$$V = F_{p.k.} \cdot l = 0,1055 \cdot 0,625 = 0,066 \text{ м}^3.$$

Задаємо резонансну частоту $f_p = 1000$ Гц.

Пропускна можливість отвору d_c глушника відпрацьованих газів визначається за формулою:

$$Go = V \left(\frac{2f_p}{c} \right) = 0,066 \left(\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1000}{340} \right)^2 = 28,6,$$

$$l_c = 0,005 \text{ м}; d_c = 0,005 \text{ м}; d_1 = 0,099 \text{ м}; \xi = 0,76; Y(\xi) = 1,2.$$

Число отворів h глушника відпрацьованих газів:

$$h = \frac{Go \left(l_c + \frac{\pi d_c^2}{4Y(\xi)} \right)}{\frac{\pi d_c^2}{4}} = \frac{28,6 \left(0,005 + \frac{3,14 \cdot 0,005^2}{4 \cdot 1,2} \right)}{\frac{3,14 \cdot 0,005^2}{4}} = 568.$$

Ефективність глушника відпрацьованих газів:

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{\left(\frac{28,6 \cdot 0,066}{2 \cdot 0,0041} \right)^2}{\frac{5000}{1000} + \frac{1000}{5000}} \right] = 28,63 \text{ дБ.}$$

Одним з ефективних методів зниження шуму є метод боротьби із шумами безпосередньо у самому джерелі шуму. Суть методу полягає у спеціальній організації робочого місця (дизельного приміщення електростанції) та конструктивному переобладнанні дизеля та його вузлів (наприклад, використання плівкового сумішоутворення, гідроштовхачів клапанів та ін.), у покращенні технології виготовлення та обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірень, спільне ретельне притирання пар деталей, підбір малошумних підшипників), у врівноважуванні діючих сил та моментів від них, у застосуванні матеріалів з підвищеним внутрішнім тертям для виготовлення окремих вузлів та деталей дизеля (пластмас, металевих багат шарових заготівок та ін.).

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Також, одним з найбільш розповсюджених методів зниження рівня шуму є звукоізоляція дизеля. По відношенню щодо поширення повітряного шуму у дизельному приміщенні електростанції прибігають до звукоізоляції шляхом кріплення кожухів та вигородок, а також за допомогою герметизації, звукоізоляції машинних приміщень, у яких працює двигун. Ефективним способом зменшення рівня шуму енергетичної установки з ДВЗ є застосування віброгасників, встановлюваних у місцях підвищеної вібрації, а також фіксація дверей, люків, трапів щоб уникнути їхнього деренчання та зіткнень.

Поряд з механічним шумами у дизельному приміщенні електростанції існує шум усмоктування повітря. Шум усмоктування повітря відноситься до категорії шумів аеродинамічного походження та є однією з основних складових загального шуму двигунів. Природа утворення та спектральний склад такого шуму у різних системах усмоктування двигунів значно відрізняється, тому що аеродинамічний шум може виникати унаслідок вихроутворення та пульсації стовпа повітря в усмоктувальній системі й мати відповідно різні частоти та інтенсивність.

Вихровий шум утворюється унаслідок вихрів газу у примежовому шарі тепла, що трапляється на шляху газового потоку, що викликають високий рівень шуму. Збуджене повітряне середовище випромінює повітряний шум, але не приводить до відчутних вібрацій конструкції дизеля. З достатньої для практичної точності можна вважати, що аеродинамічні джерела випромінюють тільки повітряний шум. Для дизелів з наддувом характерним є звук обертання ротора турбокомпресора. Він виникає у наслідок періодичних збуджень повітряного потоку при переході з каналів колеса компресора у канали направляючого апарату. Зниження шуму усмоктування свіжого повітря може бути досягнуто установкою активних глушителів.

Досить ефективним та важливим способом зменшення впливу шуму є використання індивідуальних засобів захисту обслуговуючим електростанцію персоналом:

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- заглушок та навушників;
- гермошлемів та касок у поєднанні з заглушками.

Засоби індивідуального захисту, обслуговуючим електростанцію персоналом, в залежності від їхньої конструкції та частоти шуму дозволяють зменшити сприйманий шум від працюючих механізмів на 10 – 15 дБ.

5.3. Висновки до розділу

У розділі проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на обслуговуючий персонал стаціонарної дизельної електростанції. Визначено основні джерела шуму модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28. Розроблено рекомендації щодо заходів для зниження рівня шуму та його впливу на обслуговуючий персонал електростанції.

					ДП.142.6221м.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Висновки по проекту		
Студент.		Бондар В.М.					
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ. Арк. Акрушів		
					НУК ім. адм. Макарова		

Висновок по проекту

Магістерська робота на тему: «Модернізація паливної системи двигуна 4ЧН 20/28» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

У *першому розділі* наведено короткий опис, основні характеристики стаціонарної електростанції та дизельного двигуна 4ЧН 20/28. На основі матеріалів розділу виконано креслення розміщення дизельного двигуна 4ЧН 20/28 та обладнання у приміщенні електростанції (ДП.142.6221м.02.01), а також габаритне креслення дизеля (ДП.142.6221м.02.02).

У *другому розділі* магістерської роботи встановлені параметри робочого циклу та теплового балансу дизельного двигуна 4ЧН 20/28 з стандартною та модернізованою паливною системою двофазного упорскування (поперечний переріз двигуна креслення ДП.142.6221м.02.03). Так у результаті використання двофазного упорскування на дизельному двигуні 4ЧН 20/28 питома ефективна витрата палива знизилася на 2 г/кВт·год, а ефективна потужність збільшилася на 6 кВт.

У *третьому розділі* магістерської роботи було виконано динамічний розрахунок сил, що діють на КШМ, та розрахунок на міцність деталей КШМ двигуна дизельного двигуна 4ЧН 20/28 з двофазним упорскуванням.

У *четвертому розділі* магістерської роботи виконано аналіз можливих шляхів модернізації паливної системи дизеля та розроблена загальна схема з двофазним упорскуванням (ДП.142.6221м.02.04). Розраховано та спроектовано паливний насос високого тиску (ДП.142.6221м.02.05) та форсунка (ДП.142.6221м.02.06) двофазного упорскування.

У *п'ятому розділі* магістерської роботи проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на обслуговуючий персонал стаціонарної дизельної електростанції. Визначено основні джерела шуму модернізованого дизельного двигуна 4ЧН 20/28. Розроблено рекомендації щодо заходів для зниження рівня шуму та його впливу на обслуговуючий персонал електростанції.

					ДП.142.6221м.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Бондар В.М.			Література	Літ.	Арк.
							Акрушів
Керівник		Митрофанов О.С.					
						НУК	
						ім. адм. Макарова	

Список використаної літератури

1. Зенкин А.С., Петко В.И. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник.-3-е издание. – К.: Техника. 1990.
2. Балабанов А.Н. Короткий справочник технолога машиностроителя. – М.: Издательство стандартов. 1992.
3. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение. 1964.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А.С., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение. 1983.
5. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение. 1969;
6. Дизели. Справочник. – Л. Под редакцией Ваншейдта В.А.: Машиностроение. 1977.
7. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, (Ленингр. отд-ние), 1974, 552с.
8. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семёнов Б.Н., Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Издательство Машиностроение Ленинградское отделение Ленинград, 1967.
9. Русинов Р.В. Топливная аппаратура судовых дизелей. Издательство “Судостроение”. Ленинград, 1971.
10. Голубченко Г.А. “Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях”
11. Полтев В.Н. Охрана труда в машиностроении.
12. Захаров Ю.С. Экономическое обоснование дипломных проектов.
13. Топливо и топливные системы судовых дизелей. Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Васильев Г.Л. – М.: РКонсульт, 2004 – 496 с.: ил.

					ДП.142.6221м.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		