

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка вдосконаленої конструкції з'єднувальної муфти для
4-тактного дизельного двигуна потужністю 30 кВт

Двигун-прототип: 4Ч10,5/13.

Виконав:

студент групи 54-ЕМ-18з

_____ **Різун І.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

Зміст

	стор.
Вступ.....	3
1. Опис конструкції двигуна - прототипу 4Ч10,5/13.....	6
2. Конструкторський розділ	
2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу дизеля.....	12
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	14
2.3 Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.....	23
2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.....	27
2.5 Динамічний розрахунок дизеля 4Ч10,5/13.....	33
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 4Ч10,5/13.....	38
3. Проектування та розрахунок з'єднувальної муфти	
3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт.....	40
3.2 Опис конструкції муфти двигуна-прототипу.....	48
3.3 Обґрунтування необхідності застосування відцентрової з'єднувальної муфти	50
3.4 Опис конструкції запроєктованої з'єднувальної муфти.....	52
3.5 Розрахунок параметрів відцентрової з'єднувальної муфти.....	53
4. Охорона праці та захист навколишнього середовища	
4.1 Охорона праці.....	57
4.2 Захист навколишнього середовища.....	61
5. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.....	65
Література.....	67

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Різух				Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевір.	Грабовенко						1
Рецензент						54-ЕМ – 183	
Н. Контр.	Грабовенко						
Затверд.	Нестеренко						

Графічна частина роботи

ДОДАТОК А Дизель 410,5/13 (Поперечний розріз), СК, А1

ДОДАТОК Б Дизель 410,5/13 (Повздовжній розріз), СК, А1

ДОДАТОК В Муфта з'єднувальна, СК, А1

ДОДАТОК Г Маховик, РК, А1

ДОДАТОК Д Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						3
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції, мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи. Автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.

10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

12. технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Успішне вирішення цих проблем в основному визначається принциповим підходом до проектування двигунів з врахуванням їх типу, призначення і особливостей експлуатації.

Запроектований дизельний двигун призначений для приводу електрогенератора змінного струму і встановлений в контейнері на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної роботи дизель-генератора ДГА-25 поміж дизелем 4Ч10,5/13 та електрогенератором МСА73 встановлена відцентрова з'єднувальна муфта, яка дозволить зменшити навантаження на валопровід дизель – генератора від крутильних коливань та забезпечить можливість прогрівання дизеля на режимі холостого ходу при частоті обертання колінчастого валу ($n=750\text{хв}^{-1}$), яка вказана в «Інструкції по експлуатації дизеля 4Ч10,5/13». Запропонована конструкція з'єднувальної муфти виконана у вигляді відцентрової муфти, що забезпечує роботу дизеля без з'єднання з електрогенератором до частоти обертання колінчастого валу $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА - ПРОТОТИПУ 4Ч 10,5/13

Дизель 4Ч 10,5/13 (рис.1.1; рис.1.2) чотиритактний, вертикальний, з вихрокамерним сумішоутворенням, блок - картерної конструкції з блочними кришками на кожні два циліндра.

- Остов двигуна.

Остов двигуна складається із блок-картера 1 і кришок циліндрів 4. Блок-картер чавунний, литий, поділений перегородками на відсіки по числу циліндрів. В середній частині кожної перегородки є постелі верхніх вкладишів корінних підшипників підвісного колінчастого валу 16. Кришки корінних підшипників (бугеля) 33 кріпляться до перегородок. Вкладиші корінних підшипників виготовлені із алюмінієво-нікелевого сплаву. Середній корінний підшипник упорний. В перегородках блок-картера (через одну) встановлені бронзові підшипники розподільчого валу 25.

В бокових стінках блок-картера є оглядові люка, які закриті кришками. Поміж оглядовими люками, розташованими із сторони паливного насосу, є прилив з нахиленим отвором для щупа масловказника.

В передньому відсіку блок-картера, що закритий кришкою кріплення агрегатів 15, розміщується шестерний привід розподільчого валика 25. На верхній горизонтальній площадці переднього відсіку встановлені масляний фільтр 11 і холодильник масла 9. Знизу до картера кріпиться алюмінієвий піддон 20, який утворює маслосбірач.

В верхній частині блок-картеру, яка утворює сорочку циліндрів, розміщені втулки циліндрів 26. В верхній площині блок-картера є отвори для перепуску води в порожнину кришки, і шпильки для кріплення кришок циліндрів.

Із сторони паливного насосу блок-картер має порожнину, в якій розміщений привід клапанів. Порожнина закрита кришкою.

Втулки циліндрів 26 дизелів типу 4Ч10,5/13 чавунні, литі. Зовнішня поверхня втулки хромована. Водяне ущільнення втулки в верхній частині

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

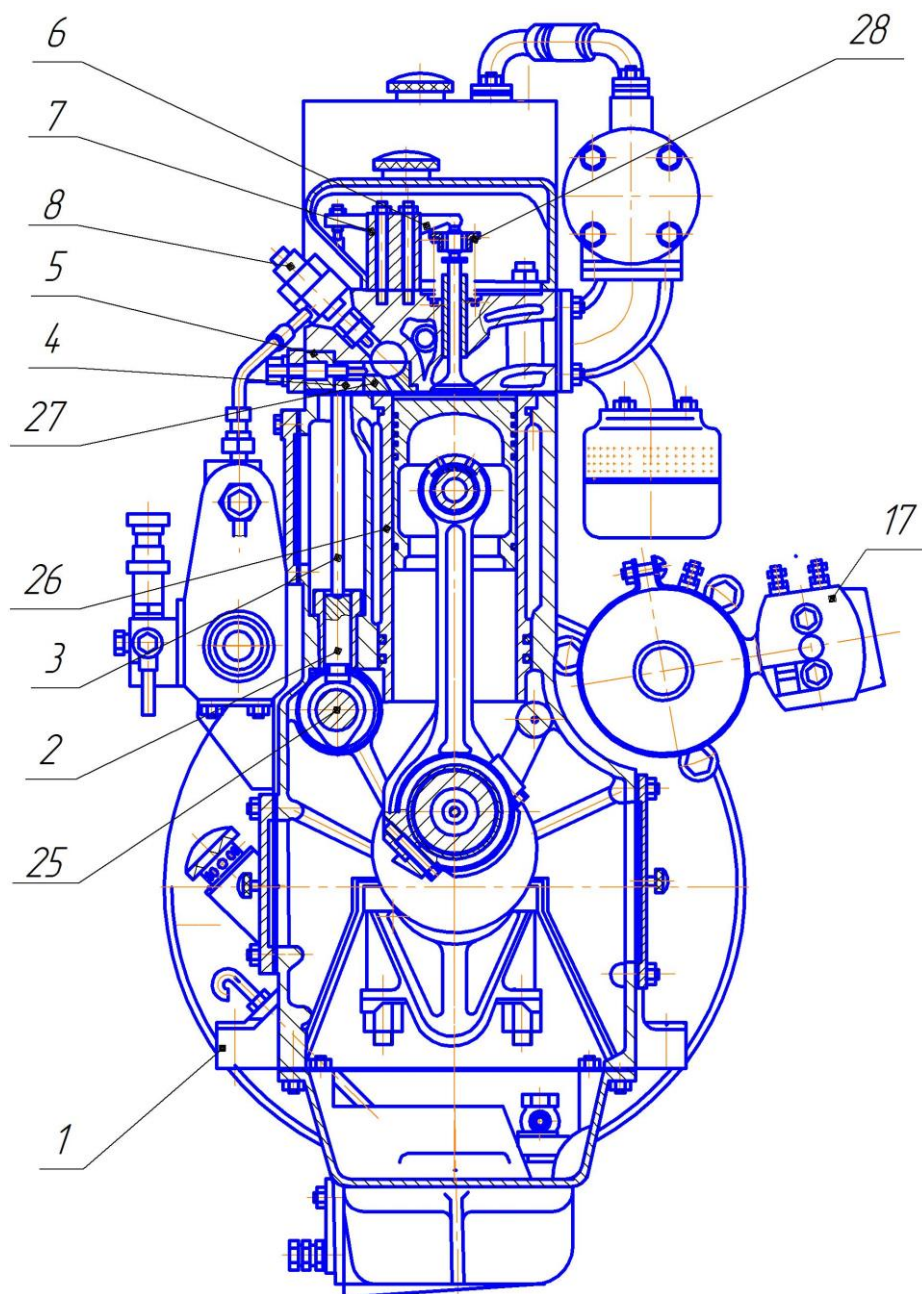


Рисунок 1.1 Дизель 4Ч10,5/13 (поперечний розріз)

1-блок-картер; 2 - штовхач; 3 - штанга штовхача; 4 - кришка циліндру; 5 - свічка розжарювання; 6 - коромисло; 7 - стійка коромисла; 8 - форсунка; 17 - електростартер; 25 - вал розподільчий; 26 - втулка циліндру; 27 - вставка вихрової камери; 28 - пружина клапану.

забезпечується за рахунок притирання її бурта, а знизу двома гумовими кільцями.

Кришки циліндрів 4 чавунні, литі, блочні по два циліндра. Ущільнення між кришкою і блок-картером виконується азбосталевою

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ

Аркуш

11

прокладкою. В кришці розміщені впускний 29 і випускний клапани 30, вставка вихрової камери 27, форсунка 8 і свічка розжарювальна 5.

Вихрова камера 27 має форму кулі і складається із двох частин, верхньої частини, яка виконана в кришці циліндру, і нижньої вставної частини із жаростійкої сталі.

Впускні і випускні порожнини клапанів виходять на одну сторону. Середня порожнина впускна, загальна для двох циліндрів, крайні порожнини випускні.

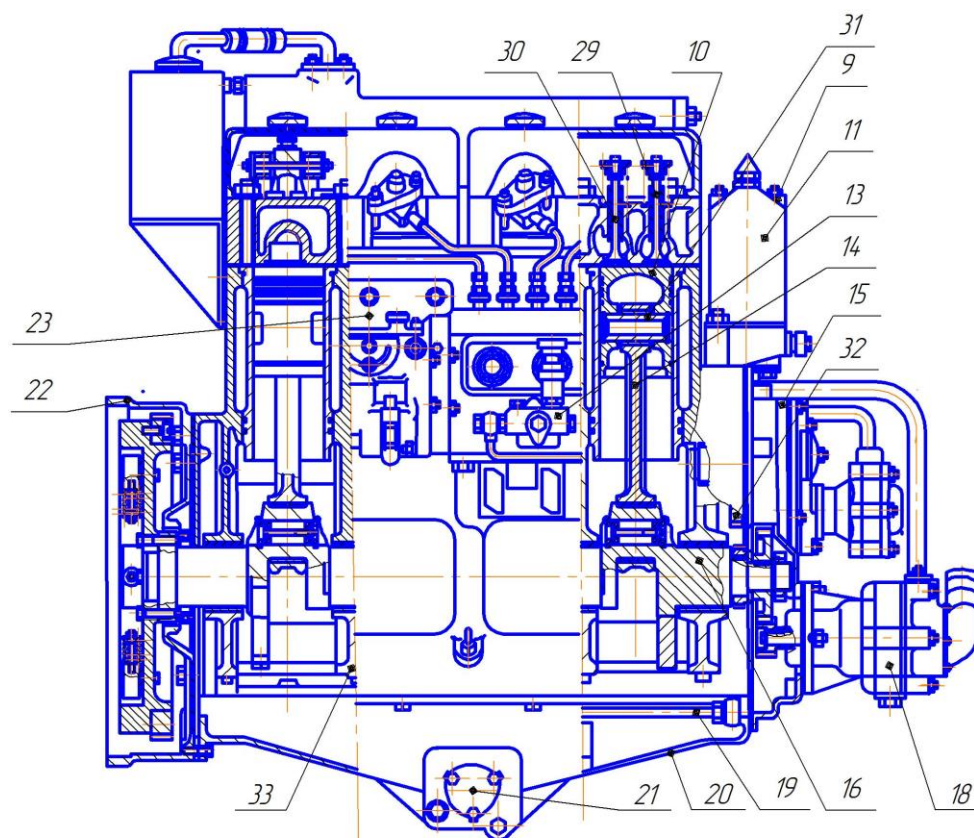


Рисунок 1.2 Дизель 4410.5/13 (повздовжній переріз)

9 – холодильник масла; 10 – поршень; 11 – масляний фільтр; 13 – паливopідкачна помпа;
14 – шатун; 15 – кришка кріплення агрегатів; 16 – колінчастий вал; 18 – насос води;
19 – маслопровід піддану; 20 – піддан; 21 – маслоприймальний фільтр; 22 – * кожух маховика;
23 – регулятор; 28 – пружина клапану; 29 – клапан впускний; 30 – клапан випускний;
31 – палець поршневий; 32 – шестерня газорозподілу; 33 – бугель

- Кривошипний механізм.

Колінчастий вал 16 кований із вуглецевої сталі, має круглі щоки і порожнисті шатунні шийки. Поверхня корінних і шатунних шийок

загартовані струмом високої частоти. Вал має похилі отвори для підводу масла від корінних шийок до шатунних. Масло до корінних шийок подається по каналам в перегородках блок-картера. На задньому кінці вал має фланець для кріплення маховика. На передньому кінці вала закріплені шестерні приводу газорозподілу 32 і водяного насоса 18.

Шатуни дизеля 14 штамповані із вуглецевої сталі, стрижень шатуна двотаврового перерізу. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна роз'ємна, площа роз'єму розташована під кутом 45° до стержня шатуна. Кришка нижньої головки штампована сталева, кріпиться двома болтами, що завернуті в тіло шатуна. Вкладиші нижньої головки шатуна виготовлені із алюмінієво-нікелевого сплаву.

Поршень 10 виготовляється із алюмінієвого сплаву АК-4. На поршні встановлено шість поршневих кілець, чотири із яких компресійні прямокутного перерізу, два маслороз'ємних. Всі кільця чавунні, верхнє компресійне кільце хромоване. Поршневий палець сталевий, цементований, плаваючого типу.

- Газорозподілення

Дизель має один розподільчий валик 25 сталевий, кований. Профіль впускних і випускних кулачків однаковий. Розподільчий валик приводиться від колінчастого валу через шестерню передачу і встановлений на бронзових підшипниках. На розподільчому валику для приводу паливного насосу встановлена шестерня.

- Система подачі палива.

Паливна система дизеля складається із підкачуючого насоса 13, фільтра, паливного насоса високого тиску, форсунок 8 і трубопроводів. Підкачаний насос 13 поршневого типу, подає паливо під тиском $0,1 \dots 0,15$ МПа, встановлений безпосередньо на блочному насосі високого тиску. В паливній системі дизеля встановлений фетровий фільтр, а на форсунці щілинний фільтр.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						11
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливний насос високого тиску блочного типу. Регулювання кількості палива, що подається в циліндри двигуна, виконується зміною кінця подачі за рахунок повороту плунжера насоса, який має на циліндричній поверхні спіральну відсічну кромку. Валик приводу блочного паливного насосу з розподільчим валиком єднається за допомогою шестерень, а з кулачковим валиком паливного насоса за допомогою еластичної муфти.

Форсунка 8 закритого типу із штифтовим розпилювачем. Тиск відкриття голки $14^{+0,5}$ Па. Діаметр соплового отвору 1,5 мм. Кут конуса штифта 15° .

- Система змащування.

В систему змащування дизеля входить масляний насос шестерного типу, що встановлюється на передньому торці дизеля і приводиться від колінчастого валу за допомогою шестерень, фільтра основного очищення 11 сітчасто-войлочного типу, масляного холодильника 9, встановленого на спільному корпусі з фільтром основного очищення, фільтра тонкого очищення з картонним патроном ДАСФО-1, сітчастого прийомного фільтру 21 в піддоні. Насос засмоктує масло із піддона через приймальний фільтр і подає його через фільтр основного очищення 11 і холодильник 9 в масляну магістраль і фільтр тонкої очистки. Тиск масла в системі 0,15...0,3 МПа.

- Система охолодження.

Система охолодження замкнута, двоконтурна. Відцентровий насос заборотної води 18 прокачує воду через холодильник. Цей насос встановлюється на кришці кріплення агрегатів 15 і приводиться в дію від валика паразитної шестерні, з якою входить в зачеплення хвостовик валика водяного насоса. Циркуляційний водяний насос подає воду в центральну мережу блок-картера, звідки вода поступає в зарубашечний простір циліндрів і перетікає в порожнину кришки циліндрів, а потім в зливний

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		11

трубопровід. Випускний колектор також охолоджується водою. В торці холодильника встановлений термостат.

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 4Ч10,5/13, основні параметри якого наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Основні параметри дизеля 4Ч 10,5/13

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу	хв ⁻¹	1500
Середній ефективний тиск	кПа	550
Номінальна ефективна потужність	кВт	28
Ресурс до першої переборки	год	1500
Ресурс до капітального ремонту	год	10000
Питома витрата палива	кг/(кВт·год)	0,242
Питома витрата мастила	г/(кВт·год)	3,5

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів та наявні експериментальні дані.

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку робочого циклу лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ [1] і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\varepsilon = 16$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ [2] і залежить від режиму роботи дизеля.

- тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа [1] і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$ [1].

					ПА НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

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

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

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

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [1].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [1]

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

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

					ПА НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу

Ефективна потужність	$P_e =$	30	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	1500	хв ⁻¹
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	16	
Число циліндрів	$i =$	4	
Тиск наддуву	$P_b =$	0,101	МПа
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,05	
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,101	МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,103	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	1,6	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Паливо:			
Дизельне пальне Л - 0,2 - 40 ГОСТ 305 - 82			
Середній елементарний склад палива			
$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 0,01$			
Найнижча теплота згорання палива			
$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$			

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

$$l_0 = 2895 \times L_0 = 2895 \times 0,495 = 143 \text{ кГ/к}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 1,01475 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль/кг} \quad 0,072 \text{ кмоль/кг}$$

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

Кількість O_2 : $M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$ 0,109 кмоль/кг

Кількість N_2 : $M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$ 0,802 кмоль/кг

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$ 1,047 кмоль/кг

4. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря на вході в дизель.

$T_b = 297 \text{ K}$

Тиск в кінці впуску.

$P_d = (0.9 - 0.95) \times P_e$

число з інтервалу = 0,95

$P_d = 0,09595 \text{ МПа}$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$\Delta T_1 = 0 \text{ K}$

$\gamma_r = 0,032$

Температура в кінці впуску.

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

$T_d = 342,9 \text{ K}$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

$\varphi_c = 0,917$

Густина заряду на впуску.

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

$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \times \text{K)}$ - універсальна газова постійна для повітря.

$$\rho_{\epsilon} = 1,100 \text{ кг/м}^3$$

5 Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску.

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

$$n_1 = 1,367 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = P_d \times \epsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$p_c = 4,28 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 956,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_v' = mC_v' = 12638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \times \text{K)}$$

6 Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,032$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,031$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv'' = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{КМоль \times K}$$

де:

$$a = 23,1451$$

$$v = 0,0018$$

Середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при сталому тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''_p = a + v \times T_Z, \frac{KДж}{(КМоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,279$$

$$v = 0,00178$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння.

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

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,26$$

$$C = 68383,67$$

Звідки:

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

$$T_Z = 1911,8 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,29$$

7 Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 12,42$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n} \text{ для } 600 \leq n \leq 2500$$

$$n_2 = 1,257 \text{ Значення для } 600 \leq n \leq 2500$$

Вибираємо значення

$$n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_\delta = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_B = 0,29 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1018,4 \text{ К}$$

8 Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P'_{mi} = 0,74 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 0,70 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,480$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год.})$$

$$v_i = 0,177 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,089 + 0,0118 \times V_{П.СР}, \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

$S_{\text{пр}} = 0,13$ м -хід поршня по прототипу.

$$\begin{aligned} V_{\text{п.ср.}} &= 6,50 \text{ м/с} \\ P_{\text{м}} &= 0,166 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{\text{me}} = P_{\text{mi}} - P_{\text{м}}, \text{МПа}$$

$$P_{\text{me}} = 0,534 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_{\text{м}} = \frac{P_{\text{me}}}{P_{\text{mi}}}$$

$$\eta_{\text{м}} = 0,76$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_{\text{е}} = \eta_{\text{i}} \times \eta_{\text{м}}$$

$$\eta_{\text{е}} = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$g_{\text{е}} = \frac{3600}{Q_{\text{H}} \times \eta_{\text{е}}}, \text{кг/}(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$g_{\text{е}} = 0,231 \text{ кг/}(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата палива.

$$B = g_{\text{е}} \times P_{\text{е}}, \text{кг/год}$$

$$B = 6,94 \text{ кг/год}$$

0 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{\text{st}} = 4,49 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 1,123 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,105 \text{ м}$$

$$m = 1,35$$

$$d = 101,96 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 137,6 \text{ мм}$$

1. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 130 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 4,50 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 30,1 \text{ кВт}$$

Отримана величина $P_{\text{ер}}$ відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{\text{ер}} - P_e}{P_{\text{ер}}} \times 100\%$$

$$P_{\text{ер}} = \frac{P_{\text{ер}} + P_e}{2}$$

$$P_{\text{ер}} = 30,0 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,17 \%$$

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким наступним даним [3], [10].

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,70
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,28
3.Показник політропи стиску	n	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	6,85
6.Показник політропи розширення	n	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,29
8.Ступінь послідуєчого розширення	δ	-	12,42
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,04

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n2} / (V/V_c)^{n2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст} , МПа	P _{ст} , мм	P _{роз} , МПа	P _{роз} , мм
1	4,28	107	6,85	171
1,29	3,53	88,3	7,60	171
1,5	2,73	68,1	6,0	150
2,0	1,84	45,9	4,19	104,7
2,5	1,35	33,8	3,17	79,2
3,0	1,05	26,4	2,52	63,1
4,0	0,71	17,8	1,76	44
5,0	0,52	13,1	1,33	33,3
6	0,41	10,2	1,06	26,5
8	0,28	6,9	0,74	18,5
11	0,18	4,4	0,50	12,4
14	0,13	3,2	0,37	9,2
16	0,101	2,7	0,29	7,2

Побудова дійсної індикаторної діаграми для дизельного двигуна 4Ч10,5/13

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

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

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

г' - точка початку відкриття впускного клапану.

г'' - точка закриття випускного клапана.

					ПА НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		26

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_l = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$.
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 240$ мм.
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ.
4. Тиск залишкових газів $P_r = 0,105$ МПа.
5. Масштаб тиску $m_p = 0,04$ МПа/мм.
6. Хід поршня $S = 0,13$ м.
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 4,28$ мПа.
8. Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 6,85$ МПа.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми
приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $x = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $x \cdot (AB)/2$, мм
c' , до ВМТ	20	0,0749	8,99
f , до ВМТ	10	0,0047	2,3
b , після ВМТ	150	1,897	227,2
r' , до ВМТ	70	0,768	92,2
r'' , після ВМТ	50	0,4313	51,7
d , до ВМТ	150	1,897	227,2

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,105/0,04 = 2,6$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,28 = 5,14$ МПа;

$p_c/m_p = 5,14/0,04 = 128,5$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 6,85$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 6,85/0,04 = 171$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l/2 = 65 \cdot 0,25/2 = 8,125$ мм

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 130/240 = 0,542$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO/m_s = 8,125/0,542 = 15$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Д (рис.2.1). Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

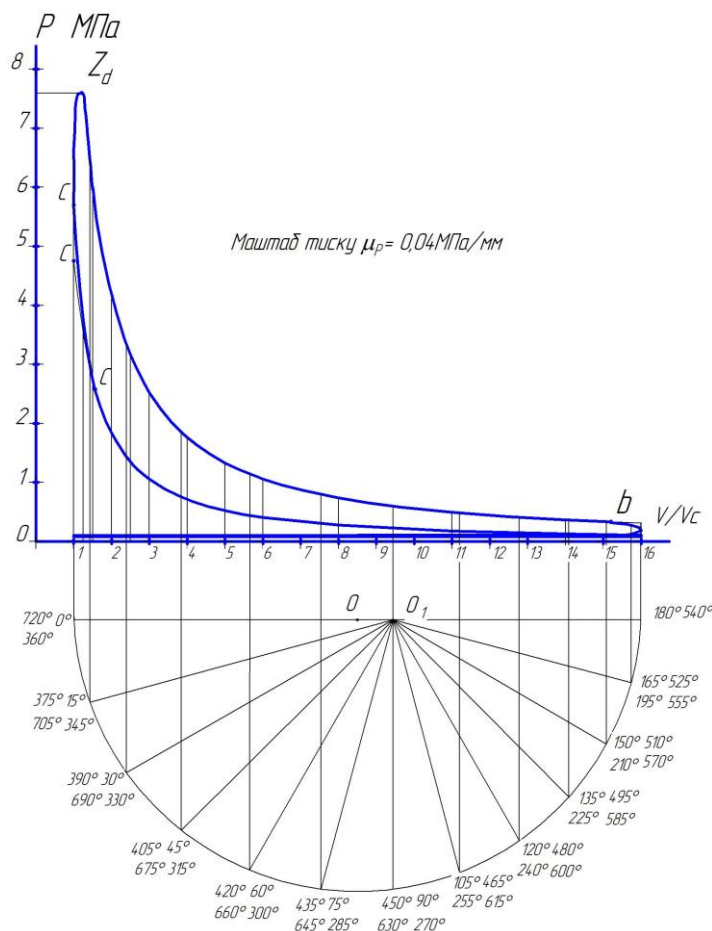


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма дизеля 4410,5/13

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна [1].

1.

Вихідні дані:

ефективна потужність:	$P_e =$	30,05 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	1500 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	105 мм
хід поршня:	$S =$	130 мм
число циліндрів:	$i =$	4
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	42500 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	6,94 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,48
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,015 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,047 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	342,9 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,05

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_r + Q_M + Q_{н.в.}$$

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

2.1. Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 81,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 30,05 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$Q = 36,69 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 30,0 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,2 \%$$

2.3. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_s = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;
 $Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;
 $Q_{в.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.1. Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{ст.} + W_{г.р.} + W_{вып.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$	$W_{г.р.} = 0,09 - 0,16$	0,12
$W_{ст.} = 0$	$W_{вып.} = 0,01 - 0,05$	0,03

$$Q_w = 12,29 \text{ кВт}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 6,50 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,00113 \text{ м}^3$$

$$P_n = 4,05 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 4,05 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 16,34 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00063 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$\eta_{в.н.} = 0,5 - 0,6$ - к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{в.н.} = 0,55$$

$$P_{в.н.} = 0,11 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 0,11 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

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

$$Q_{\epsilon} = 16,45 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\epsilon} = 20,08 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$$m C_p'' = 32,08$$

ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$m C_p = 29,09$$

ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 477$$

- температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 69,9$$

- температура на початку стиску.

$$Q_{Г} = 26,9 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{Г} = 32,9 \%$$

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

2.5.1. Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{\text{МД}} = (Q_{\text{в}} + Q_{\text{МД}}) - Q_{\text{с}}$$

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

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

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

$$\Delta_{\text{МД}} = \quad \quad \quad 0,0914$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = \quad \quad \quad 7,49 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = \quad \quad \quad 3,32 \text{ кВт}$$

2.5.2. Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_{\text{М}} = \frac{\kappa \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_{\text{М}} \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta T_{\text{М}}}$$

$$\kappa = 1,2 - 1,5 \text{ - коефіцієнт запасу}$$

$$\kappa = 1,4$$

$$\rho_{\text{М}} = 900 \text{ кг/м}^3 \quad \text{- щільність масла}$$

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

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

$$\Delta T_{\text{М}} = \quad \quad \quad 8 \text{ К}$$

$$V_{\text{М}} = \quad \quad \quad 0,00031 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_{\text{М}} \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

$$\text{де } P_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па - робочий тиск масла в системі.}$$

$$P_0 = \quad \quad \quad 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{m.n.} = 0,19 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{m2} = P_{mH}$

$$Q_{m2} = 0,19 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{m1} + Q_{m2}$$

$$Q_M = 3,51 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,29 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 5,0 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 6,1 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	30,1	36,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	16,4	20,1
теплота, яка виноситься випускними газами	26,9	32,9
теплота, яка відводиться маслом	3,5	4,3
невраховані теплові втрати	5,0	6,1
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	81,9	100,0

2.5 Динамічний розрахунок дизеля 4Ч 10,5/13 [10], [3].

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

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

- Сили тиску газів на поршень

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

де p_{Γ} – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

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

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

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

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

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

Динамічний розрахунок двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		35

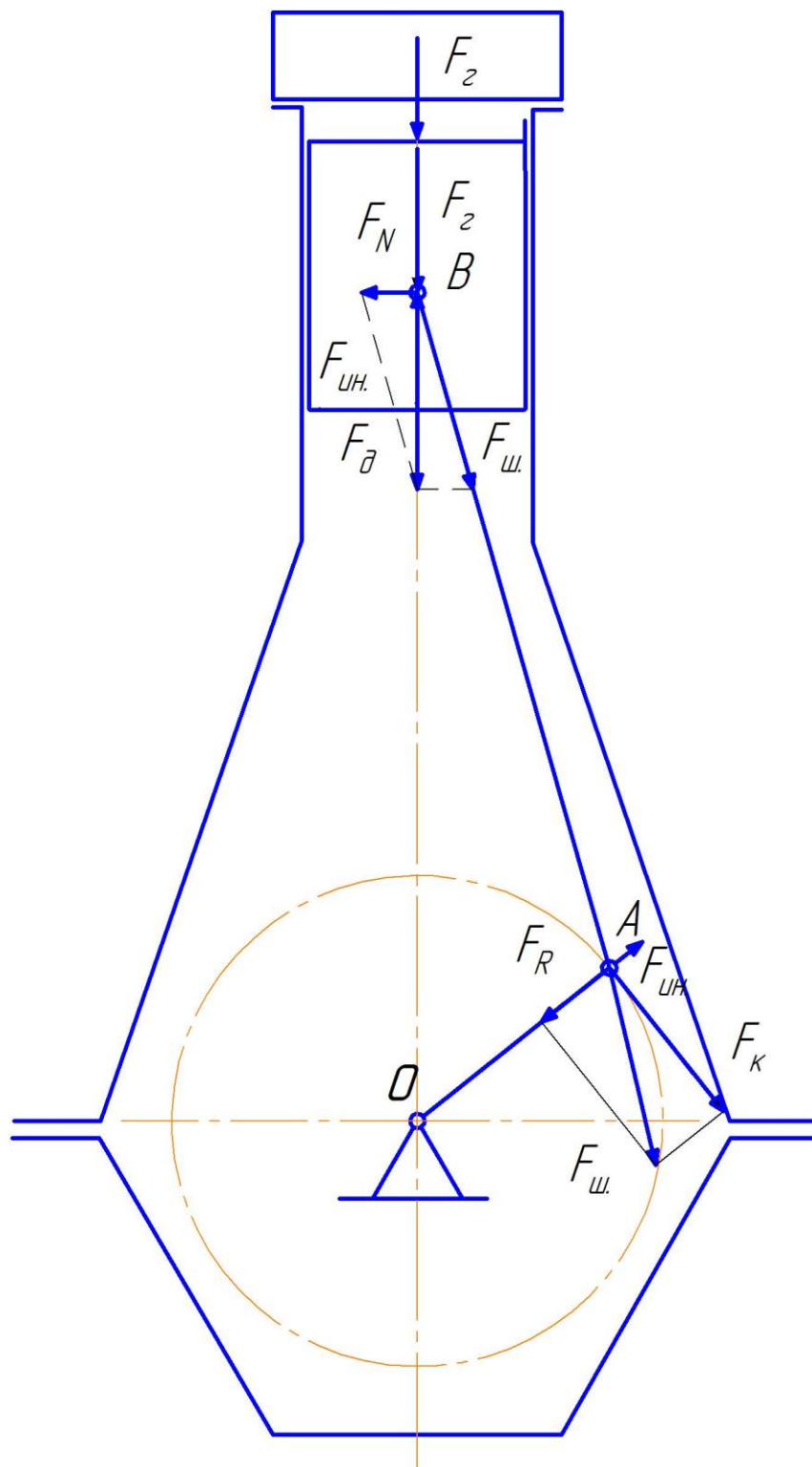


Рисунок 2.2 Схеми КШМ та сили, що діють в ньому

1. Діаметр поршня

$D = 0,105 \text{ м}$

2. Частота обертання колінчастого валу

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$

3. Ордината прийнята для p_{max}

$h_{\text{max}} = 171 \text{ мм}$

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ

Аркуш

35

4.Максимальний тиск згоряння

$$p_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$$

5.Кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$

6.Масштаб індикаторної діаграми

$$m_p = 0,04 \text{ МПа/мм}$$

7.Маса деталей ШПГ, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 3,3 \text{ кг}$

8.Радіус кривошипу

$$R = 0,065 \text{ м}$$

9.Кут максимального тиску

$$\Delta\varphi = 10^\circ$$

10.Кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$
 $= 3,14 \cdot 1500/30 = 157 \text{ рад/с.}$

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

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						35
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників дизеля 4Ч10,5/13

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого дизельного двигуна 4Ч10,5/13 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.6 Основні параметри дизельних двигунів 4Ч10,5/13

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	4Ч10,5/13 (двигун-прототип)	4Ч10,5/13
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	28	30
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	1500	1500
Ступінь стиску, ε	16	16
Коефіцієнт надлишку повітря, α	2,1	2,05
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,1	0,1
Паливо, що споживається для роботи дизеля	дизельне пальне	дизельне пальне
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	42500	42500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1880	1912
Максимальний тиск згоряння, $p_{\max}$, МПа	6,5	6,85
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	0,70	0,74
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,46	0,48
Питома індикаторна витрата палива, b_i , кг/(кВт·год)	0,180	0,177
Механічний ККД двигуна, η_m	0,745	0,76
Ефективний ККД циклу, η_e	0,35	0,37
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	0,498	0,534
Питома витрата палива, b_e , кг/(кВт·год)	0,242	0,231

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу дизельного двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 4Ч10,5/13, приведених таблиці 2.6, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 4Ч10,5/13 до 30 кВт стало можливим завдяки зменшенню коефіцієнта надлишку повітря α з 2,1 до 2,05. Зважаючи на більш високі параметри робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і T_z), ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива g_e нижча ніж у дизеля – прототипу.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						39
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК З'ЄДНУВАЛЬНОЇ МУФТИ

3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт

З'єднання двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і приводного механізму (електричний генератор, компресор, водяний насос, гребний гвинт і таке інше) в єдиний агрегат виконується за допомогою з'єднувальних муфт. Конструктивно виконання цього вузла може бути реалізовано установкою поміж двигуном та приводним механізмом таких елементів: тільки з'єднувальної пружної муфти; пружної та з'єднувально - роз'єднувальної муфти; однієї муфти, що виконує одночасно обидві функції.

Еластичні муфти, що встановлюються поміж двигуном і приводним механізмом забезпечують:

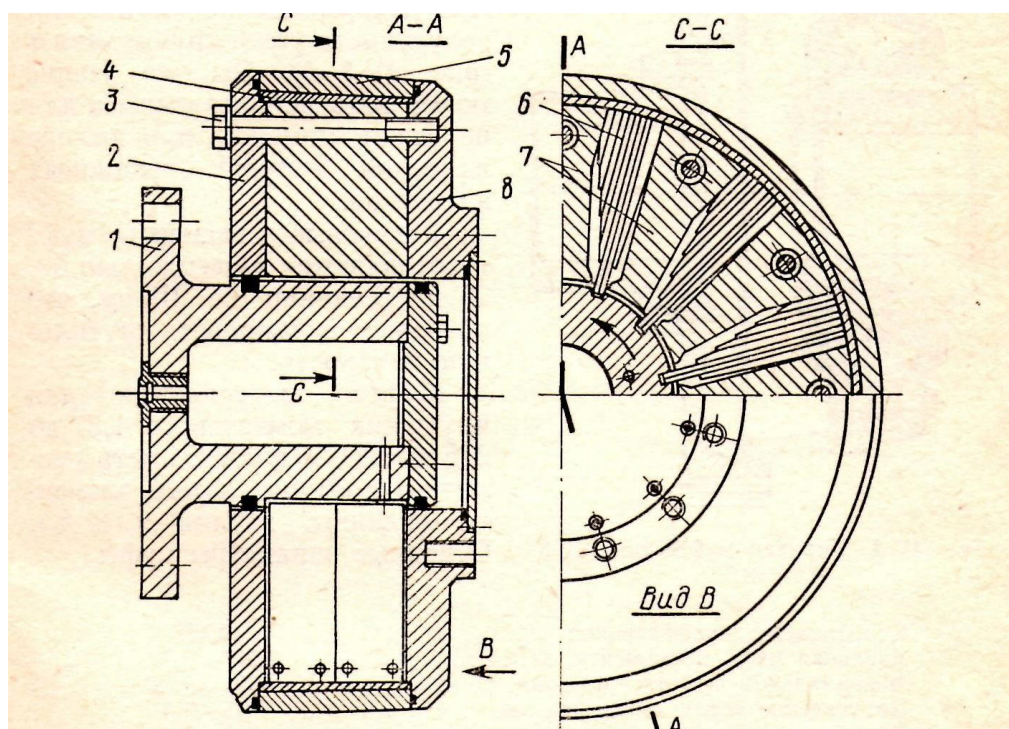
- зменшення динамічних навантажень в з'єднанні завдяки демпфіруванню крутильних коливань та згладжуванню нерівномірного крутного моменту двигуна;
- зниженню навантажень на підшипники та вали механізму та двигуна, що виникають із – за деформації фундаменту;
- значно простішою стає операція центрування валів двигуна та приводного механізму завдяки тому, що конструкція муфт допускає більш широкі границі вістових та радіальних зміщень валів.

В з'єднувальних еластичних муфтах широко використовуються пружні металеві та неметалеві (переважно гумові) елементи самих різноманітних конструктивних виконань.

Із муфт з металевими пружними елементами найбільш поширена демпфіруюча муфта типу Гейслінгер. Пружно – демпфіруючим елементом цієї муфти є пакети плоских пружин 6, що з'єднують ведучу та ведену полумуфти (мал.3.1). Пакети пружин 6 на ведучій полумуфті 1 встановлені в поздовжніх пазах, а в зовнішню обичайку 5 веденої частини змонтовані за

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		53

допомогою конічного кільця 4 і розділювальних клиновидних вставок, стягнутих з торців дисками 2,8 та болтами 3.



Малюнок 3.1 Пружна муфта типу Гейслінгер

1 – ведуча полумуфта; 2,8 – диски; 3 – болт; 4 – кільце конусне; 5 – зовнішнє кільце;
6 – пакет плоских пружин; 7 – клиновидна вставка.

Порожнини, де розміщені пакети пружин, заповнюються маслом, яке надходить із системи мащення двигуна через центральний отвір ведучої полу муфти. Під час роботи муфти масло зменшує деформацію пружин, тим самим забезпечується зменшення амплітуди коливань передаючого крутного моменту.

Демпфіруюча здатність пружних муфт характеризується енергією, яка безповоротно поглинається муфтою при деформації. Кількісно вона оцінюється коефіцієнтом демпфірування ψ , який представляє собою відношення енергії, що поглинається в муфті за один цикл коливань, до повної енергії, витраченої на деформацію муфти за той же період.

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Очевидно, що із збільшенням кількості енергії, що поглинається в муфті, коефіцієнт ψ наближається до одиниці.

Демпфіруючі властивості муфти Гейслінгер залежать від площі поперечного перерізу каналів, через які масло перетікає із однієї камери в іншу, а також від частоти коливань крутного моменту і від в'язкості масла.

Амплітуда коливань пакетів пружин обмежується клиновидними вставками, які допускають короткочасну роботу муфт з великими перевантаженнями (до трьохкратного перебільшення номінального моменту).

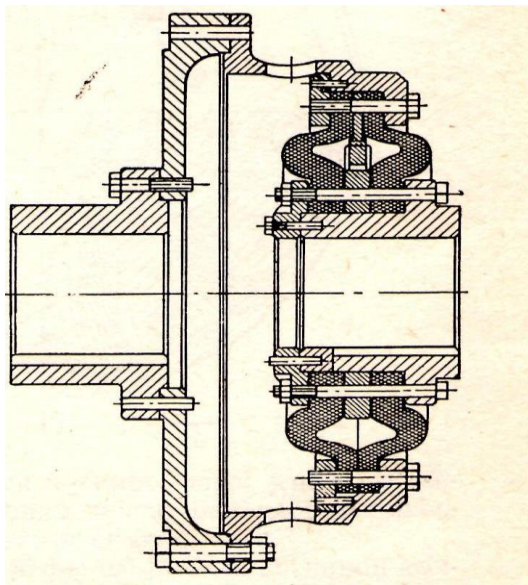
Для передачі крутних моментів від 2000Н·м до 108000Н·м випускаються муфти з такими характеристиками:

- Коефіцієнт демпфірування0,4...0,9
- Питома маса по моменту, /(Н·м)..... .0,004...0,0425
- Максимальна кругова швидкість на зовнішньому діаметрі, м/с 150
- Допустиме осьове зміщення, мм1,5...5,0
- Допустиме радіальне зміщення, ммдо 5
- Допустимий кут скручування $\alpha_{\max}$ 2,6...9,2°

Принципово іншу конструкцію мають пружні муфти з металевими демпфіруючими елементами типу Металластик.

Ведуча та ведена частини муфти оснащені радіально встановленими кронштейнами (секторами), щоби яких взаємно паралельні і розташовані відносно один одного із зазором. В ці зазори вставляються пружні елементи (сильфони), які закріплюються до щік кронштейном полу муфт. Муфти аналогічної конструкції випускаються і з резиновими сильфонами.

Широке розповсюдження в дизель – генераторних агрегатах знайшли муфти типу Вулкан та Спирофлекс. Пружною ланкою муфти Вулкан служать дві гумокордові шини (мал.3.2), якими з'єднуються ведуча і ведена полу муфти.



Малюнок 3.2 Пружна муфта типу Вулкан

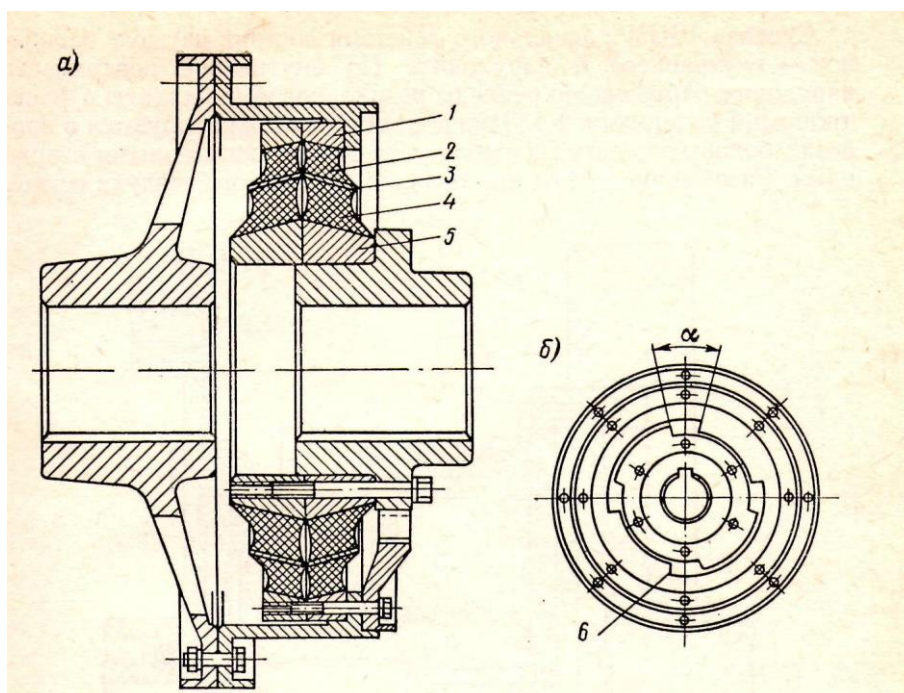
Кріплення шин до полумуфт виконується за допомогою болтів та прижимних фланців. Муфта кожного типорозміру може складатися з гумово – кордових елементів, які відрізняються крутильною жорсткістю.

Типорозмірний ряд пружних муфт типу Вулкан охоплює діапазон допустимих тривалих крутних моментів від 90 Н·м до 10^6 Н·м і мають такі технічні характеристики:

- Коефіцієнт демпфірування.....0,1...0,16
- Питома маса по моменту, г/(Н·м).....0,008...0,047
- Частота обертання, об/хв..... ≥ 700
- Допустиме вісьове зміщення, мм4...40
- Допустиме радіальне зміщення, мм1,5...8
- Термін служби шин, тис. годин40...50

Пружна ланка муфти Спірофлекс (мал.3.3) представляє собою два однакових гумометалевих диска. Кожен із дисків складається із двох концентричних гумових кілець 2 і 4 та трьох сталевих кілець 1,3 та 5, з'єднаних в одне ціле шляхом вулканізації. Для запобігання перевантажуванню пружних елементів в муфтах передбачені спеціальні

упори 6, які обмежують деформацію при настанні допустимого кута скручування α . Ці ж упори можуть бути використані і для передачі моменту при виході із ладу пружних гумових елементів.



Малюнок 3.3 Пружна муфта типу Спірофлекс

1,3,5 – сталеві кільця; 2,4 – концентричні гумові кільця; 6 – упор.

Гумові елементи муфт виготовляються з твердістю 50, 55 і 60 одиниць за Шором, що дозволяє змінювати їх крутильну жорсткість.

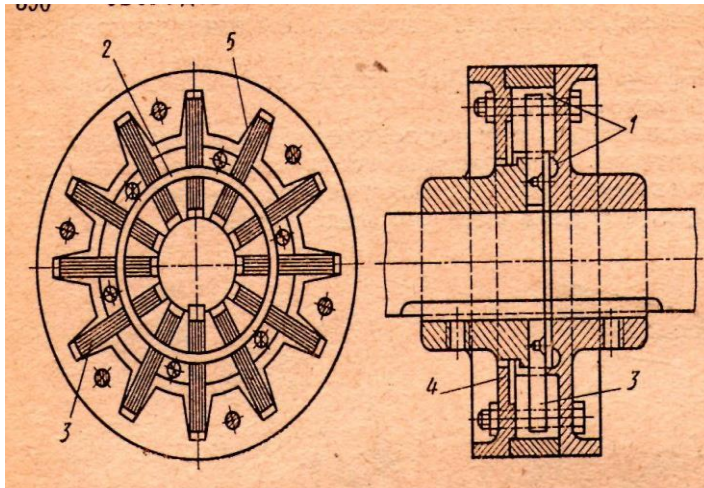
Муфти Спірофлекс виготовляються для крутних моментів від 1500 Н·м до 200000 Нм і можуть мати різні з'єднувальні елементи (фланці, втулки і таке інше).

Основні параметри муфт:

- Коефіцієнт демпфірування.....0,127
- Питома маса по моменту, кг/(Н·м).....0,017...0,04
- Максимальна частота обертання, об/хв.....1000...3000
- Допустиме вісьове зміщення, мм1,5...5,8
- Допустиме радіальне зміщення, мм0,8...3
- Кут скручування при номінальному $M_{кр}$3,2°

- Допустимий злом осей, мм/м.....11...15

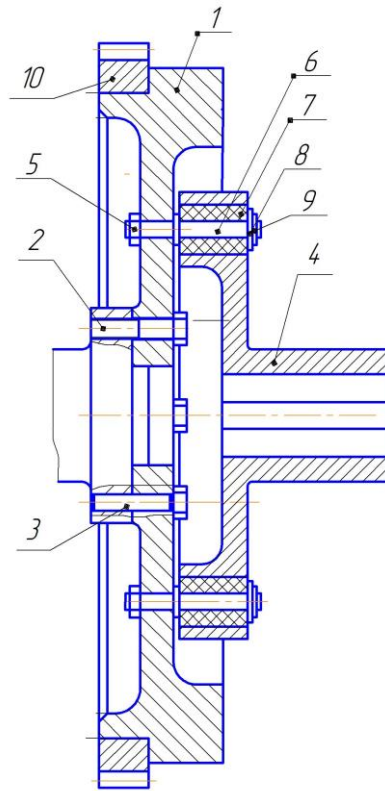
Муфта з металевими пружними ланками (з радіальними пакетами пластин), що також називається ресорною муфтою (мал.3.4) застосовується в електроагрегатах малої потужності.



3.4 Муфта з металевими пружними елементами

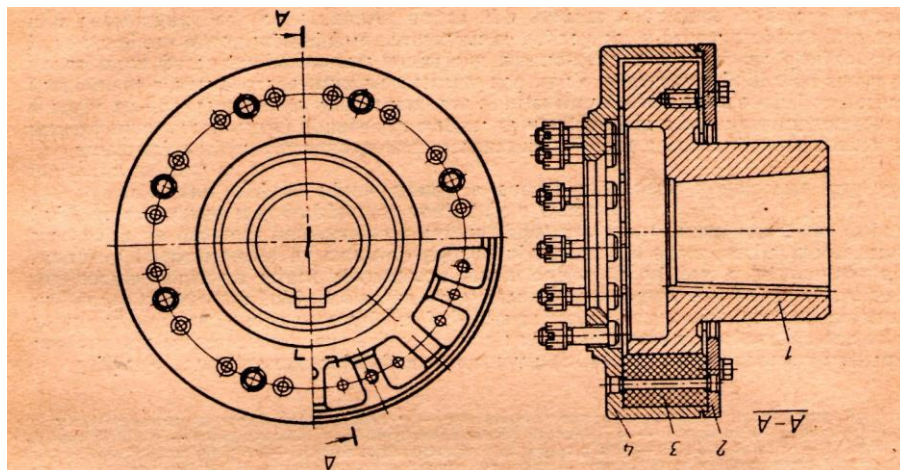
1 – простір для змащування; 2 – кільце; 3 – пакет сталевих пластин; 4 – ущільнююче кільце; 5 – обмежуюча поверхня.

Муфта пружна втулочно – пальцева показана на мал.3.5. В якості пружної ланки в ній встановлені гумові втулки (суцільні або ж складені із кілець трапецієвидного перерізу). Муфти з гумовими елементами, що працюють на стиск, широко застосовують в електро-агрегато-будуванні. Незважаючи на велику різноманітність таких муфт, всі вони відрізняються лише формою пружних елементів та конструкцією напівмуфт та деталей.



Малюнок 3.5 Муфта втулично - пальцева
1-маховик, 2- болт, 3- штифт, 4-полумуфта, 5-гайка,
6- палець, 7-втулка гумава ,8- шайба, 9 - стопорні кільця,
10 - зубчастий вінець,

Конструкція муфти, що застосовується в електроагрегатах потужністю 500 кВт показана на мал.3.6



Малюнок 3.6 Муфта електроагрегата АСДА – 500
1- ступиця; 2 – кришка; 3 – пластина; 4 - корпус

Самостійну групу складають муфти ковзання – електромагнітні (ЕМК) та гідравлічні. По прийнятій класифікації вони відносяться до комбінованих.

Застосування муфт ковзання надає силовим установкам з ДВЗ ряд важливих переваг, а саме:

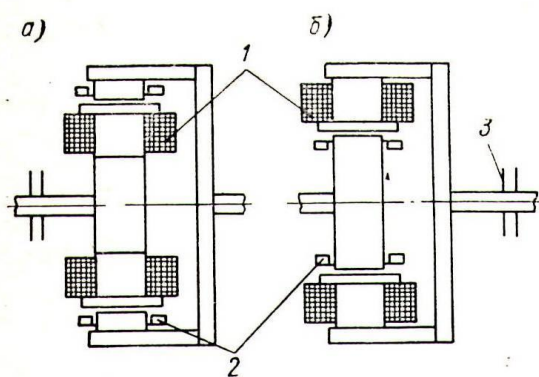
головна передача практично повністю ізолюється від крутильних коливань, що виникають в двигуні;

двигун стає захищеним від динамічних перевантажень;

забезпечується швидке (за 10...15 сек) і плавне підключення двигуна до передачі на будь-якій частоті обертання.

Муфти ковзання мають і ряд суттєвих недоліків. Це, зокрема, великі габарити та маса, складність у виготовленні, наявність додаткових втрат потужності (2...5%) із – за ковзання.

Електромагнітна муфта ковзання (рис.3.7) представляє собою електричну машину, яка складається із двох механічно не зв'язаних поміж собою обертаючих частин – індуктора 2 та якоря 1. В залежності від їх взаємного розташування розрізняють ЕМК двох виконань: із зовнішнім якорем і внутрішнім індуктором та із зовнішнім індуктором і внутрішнім якорем. Індуктор встановлюється завжди на ведучій частині муфти. Він представляє собою полюсну систему, до обмотки збудження якої через контактні кільця 3 подається постійний струм. Конструктивно індуктор виконаний як ротор синхронного генератора чи як статор машини постійного струму. Ведена частина муфти, що називається якорем, аналогічна ротору асинхронного електричного двигуна з фазовою або ж коротко замкнутою обмоткою.



Малюнок 3.7 Муфта магнітна

1 – якір; 2 – індуктор; 3 – контактні кільця

При обертанні двигуном індуктора, збудженого постійним струмом, утворюється оберতальне магнітне поле, яке індукує е.р.с. в обмотці якоря. В результаті взаємодії струму якоря і оберতального магнітного поля виникає крутний момент, що визиває обертання якоря з деяким ковзанням s . Частота обертання веденого валу знаходиться по формулі

$$n_2 = n_1 \cdot (1 - s),$$

де n_1 – частота обертання ведучого валу.

$s = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт ковзання.

Визначальними показниками при виборі муфти для конкретної силової установки з ДВЗ є: достатньо високий коефіцієнт корисної дії; забезпечення передачі номінального крутного моменту двигуна з визначеним запасом (до 2,0...2,5); надійне включення та виключення при обертанні ведучих та ведених частин; простота конструкції і зручність обслуговування; амортизуючий ефект і допустиме взаємне переміщення з'єднувальних елементів в умовах експлуатації при збільшенні розцентровки; маса, габарити та вартість.

3.2 Опис конструкції муфти двигуна – прототипу (рис.3.5)

Маховик 1 двигуна - прототипу призначений для забезпечення заданого ступеню нерівномірності обертання колінчастого валу і є одночасно частиною пружної муфти відбору потужності.

Маховик 1 відлитий із чавуну, суцільний і після механічної обробки підданий статичному балансуванню. Кріпиться до фланця колінчастого валу болтами 2, а також штифтами 3. В диску маховика із сторони генератора просвердлені 6 отворів куди вставлені та закріплені корончатими гайками 5 пальці 6 напівжорсткої муфти силового агрегату. На пальці надіті пружні гумові втулки 7, що закріплені шайбами 8 та стопорними кільцями 9.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		53

На обід маховика напресований та закріплений гвинтами 10 сталевий зубчатий вінець 10, з яким зачіпляється шестерня стартеру в момент запуску дизеля. Зубці вінця загартовані струмом високої частоти. Обод маховика розбитий на градуси і має мітки: верхньої мертвої точки (ВМТ), нижньої мертвої точки (НМТ), початку подачі палива, початку впуску, початку випуску із першого циліндру (рахунок циліндрів ведуть із сторони протилежної маховику). Це дає можливість перевірити фази газорозподілу дизеля.

Суттєвим недоліком описаної вище муфти двигуна - прототипу є те, що силові агрегати, оснащені такою муфтою мають декілька заборонених зон обертів для тривалої роботи двигуна, що обумовлено наявністю крутильних коливань у валопроводі агрегату. В «Інструкції по обслуговуванню та експлуатації дизелів 4Ч10,5/13» прямо вказано, що працювати на обертах нижче: 750 об/хв. (агрегати з генераторами ПН-205), 900об/хв (агрегати з генераторами МС-82-4) та 700об/хв. (агрегати з генераторами ПН-290) забороняється по причині виникнення резонансу крутильних коливань системи валопроводу. По тій же причині слід швидко проходити зону обертів 1100...1300об/хв.

Для дизель – генератора, який буде використовуватися в якості аварійного та резервного, такі вимоги є не прийнятними. Для такого агрегату швидке підвищення оборотів означає різке навантаження дизеля без попереднього прогріву, що може привести до аварії. Тому в дипломному проекті розроблена більш досконала конструкція з'єднувальної муфти (лист 5 графічної частини проекту), яка жорстко з'єднує вали дизеля та електрогенератора при числі обертів більше за 1000 об/хв. Це дає можливість прогріти дизель на режимі холостого ходу при низьких оборотах і без електрогенератора, а потім дати на нього навантаження при номінальних оборотах. Небезпечні для міцності колінчастого валу

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

крутильні коливання у валопроводі дизеля при числі оборотів нижче ніж 1000 об/хв. не розвиваються. Для підтвердження працездатності валопроводу укомплектованого запропонованою конструкцією роз'єднувальної муфти виконані розрахунки крутильних коливань валопроводу.

3.3 Обґрунтування необхідності застосування відцентрових з'єднувальних муфт

Відцентрові муфти служать для автоматичного з'єднання (або роз'єднання) валів при досягненні ведучим валом заданої частоти обертання. Вони є муфтами, самокерованими по швидкості.

Відцентрові муфти можна застосовувати:

- для покращання управління, наприклад, в автомобілях, моторолерах, при цьому включення та виключення муфти проходить автоматично при регулюванні швидкості двигуна або ж значно полегшується;
- для розгону механізмів та машин, що мають значні махові моменти, двигуни з малими пусковими моментами (наприклад, вітродвигунами, асинхронними електродвигунами);
- для забезпечення плавності пуску.

Крім того, відцентрові муфти можна застосовувати для попередження розносу. В цьому випадку муфта виконується нормально замкнутою, тобто з'єднує вали про відсутності обертання.

Відцентрові муфти представляють собою фрикційні муфти, у яких звичайний механізм управління замінений спеціальними грузами, що знаходяться під дією відцентрових сил та пружин. При досягненні ведучим валом визначеної швидкості відцентрові сили, діючі на грузи, переважають сили пружин, притискують поверхні що труться одну до другої і муфта включається.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		53

Для зменшення маси грузи часто виконують у вигляді важелів, що повертаються навколо вісей; застосовують також грузи, що переміщуються в направляючих.

Наряду з автоматичними відцентровими муфтами застосовують так звані напіввідцентрові, які мають механізм ручного або ногого управління, а відцентрова сила збільшує тиск на поверхнях тертя.

При розрахунку відцентрових муфт виходять із того, щоб при заданій номінальній частоті обертання n муфта передавала розрахунковий обертальний момент T . Причому включення має розпочинатися з деякої частоти обертання n_0 , до досягнення якої момент, що передається муфтою дорівнює нулю.

Для найпростішої муфти з z колодками необхідна сила прижиму кожної колодки до ободу

$$F = \frac{10^3 \cdot T}{z \cdot R \cdot f}$$

Масу колодки m та силу $F_{\text{пр}}$ на колодку від пружини знаходимо із наступних рівнянь рівноваги колодки:

1) При частоті обертання n

$$F - F_{\text{ц}} + F_{\text{пр}} = 0,$$

де

$$F_{\text{ц}} = \frac{m \cdot v^2}{r}$$

- відцентрова сила, що діє на колодку;

v – кругова швидкість центру ваги колодки;

r – відстань від вісі обертання до центру ваги колодки;

2) при частоті обертання n_0 має бути $F = 0$

- $F_{\text{ио}} + F_{\text{пр}} = 0$, де

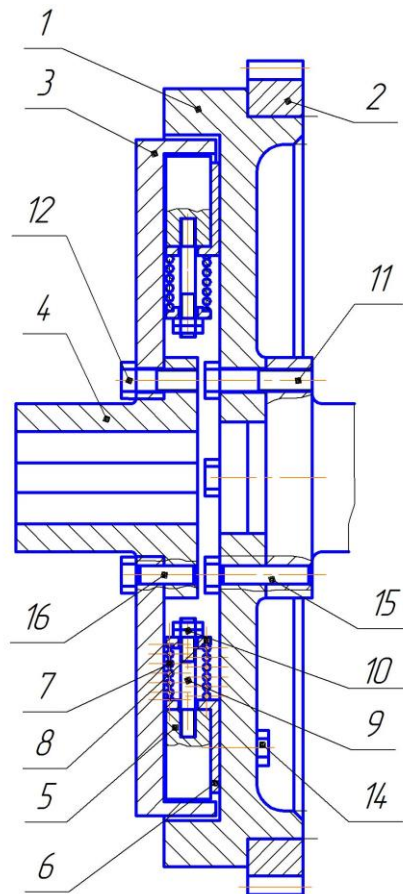
$$F_{\text{и0}} = \frac{m \cdot v_0^2}{r}$$

- відцентрова сила при числі оборотів колінчастого валу n_0 .

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Опис конструкції запроектованої з'єднувальної муфти

Конструкція запроектованої з'єднувальної муфти (рис.3.8) складається із маховика 1, на диску якого закріплені 4 корпуса 6 за допомогою болтів 14, що є направляючими для інерційних мас (грузів) 5. За допомогою шпильки 9 та пружини 7 груз 5 притискається до корпусу 6. Стискання пружини 7 до заданої величини виконується за допомогою гайок 10 та тарілки пружини 8. При заданій частоті обертання колінчастого валу, грузи 5 під дією відцентрової сили інерції входять в зачеплення із напівмуфтою, що жорстко закріплена на ступиці валу електрогенератора за допомогою болтів 12 та штифтів 16. Таким чином за рахунок тертя крутний момент двигуна передається до валу електрогенератора.



Малюнок 3.8 Муфта з'єднувальна відцентрового типу

1 – маховик; 2 – шестерня; 3 – напівмуфта; 4 – ступиця; 5 – груз; 6 – корпус;
7 – пружина; 8 – тарілка пружини; 9 – шпилька; 10 – гайка; 11, 12, 14 – болт;
15, 16 – штифт.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
						53
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Розрахунок параметрів відцентрової роз'єднувальної муфти

Для розробки відцентрової роз'єднувальної муфти необхідно визначити розміри та параметри її основних деталей: груза, пружини, ведучої та веденої полумуфт.

При розрахунку муфти виходимо з того, що для забезпечення працездатності валопроводу по крутильним коливанням число обертів колінчастого валу дизеля, при яких муфта розпочинає передвати крутний момент і приводити насос має складати 1000 об/хв. Передача крутного моменту здійснюється за рахунок тертя робочої поверхні грузів по робочій поверхні веденої полумуфти. При номінальній частоті обертання колінчастого валу і номінальній потужності дизеля момент тертя поміж грузами і веденою полумуфтою має бути з деяким запасом більшим за крутний момент двигуна.

Вихідними даними для розрахунку роз'єднувальної муфти є:

1. Номінальна потужність дизеля 4Ч10,5/13	$P =$	30	кВт
2. Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n =$	1500	хв^{-1}
3. Частота обертання колінчастого валу при якій спрацьовує відцентрова муфта	$n_1 =$	1000	хв^{-1}
4. Радіус кола, на якому розташовані центри мас грузів муфти	$r =$	0,15	м
5. Кількість грузів	$i =$	4	
6. Густина матеріалу груза (сталь)	$\rho =$	7800	кг/м^3
7. Коефіцієнт тертя поміж робочими поверхнями груза та веденої муфти (чавун - сталь)	$f_t =$	0,2	
8. Діаметр робочої поверхні веденої полумуфти	$D =$	0,35	м
9. Модуль пружності II -го роду	$G =$	80000	МПа

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля

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

- номінальна	$\omega_H =$	157,1	c^{-1}
- в момент включення муфти	$\omega_1 =$	104,7	c^{-1}

2.Номінальний крутний момент двигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega}$$

$$M_H = 191,0 \text{ Нм}$$

3.Коефіцієнт запасу по крутному моменту, що враховує можливе зменшення коефіцієнта тертя

$$K = 1,4$$

4.Розрахунковий момент тертя в роз'єднувальній муфті

$$M_P = K \cdot M_H$$

$$M_P = 267,4 \text{ Нм}$$

5.Маса грузів ведучої полумуфти знаходиться із наступного рівняння

$$M_P = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot i \cdot f_T \cdot \frac{D}{2}$$

$$m = \frac{2 \cdot M_P}{\omega_H^2 \cdot r \cdot i \cdot f_T \cdot D}$$

$$m = 0,461 \text{ кг}$$

6.Об'єм груза

$$V = \frac{m}{\rho}$$

$$V = 0,000059 \text{ м}^3$$

7.Прийняті конструктивно розміри груза

- ширина	$b =$	50	мм
- радіальна товщина	$l =$	48	мм
- осьова товщина	$h =$	24	мм

8. Установча сила пружини, що визначає початок роботи роз'єднувальної муфти

$$P_{np} = m \cdot \omega_1^2 \cdot r$$

$$P_{np} = 758,0 \quad \text{Н}$$

9. Із ескізної проробки конструкції ведучої полумуфти приймаємо параметри пружини:

- діаметр пружини $D_{np} = 0,02 \quad \text{м}$

- діаметр дроту $\delta = 0,004 \quad \text{м}$

- число робочих витків $i_p = 4$

- загальне число витків $i_n = 6$

- установочна висота пружини $H_{уст.} = 0,03 \quad \text{м}$

10. Жорсткість пружини

$$c = \frac{G \cdot \delta^4}{8 \cdot i_p \cdot D_{np}^3}$$

$$c = 80000 \quad \text{Н/м}$$

11. Деформація пружини при її установці в муфту

$$f = \frac{P_{np}}{c}$$

$$f = 0,009 \quad \text{м}$$

12. Висота пружини у вільному стані

$$H_B = H_{уст} + f$$

$$H_B = 0,039 \quad \text{м}$$

13. Відношення діаметру пружини до діаметра дроту

$$m = \frac{D_{np}}{\delta}$$

$$m = 5$$

14. Коефіцієнт, що враховує кривизну витків пружини

$$q = \frac{4 \cdot m - 1}{4 \cdot m - 4} + \frac{Q_{62}}{m}$$

$$q = 1,31$$

15. Дотичні напруги в тілі пружини

$$\tau = \frac{8 \cdot q \cdot D_{np} \cdot P_{yct}}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau = 791,9 \text{ МПа}$$

16. Для термооброблених (загартованих та відпущених) пружин виготовлених із високоякісного пружинного дроту границя текучесті складає $\tau_T = 1100 \text{ МПа}$.

Так як дотичні напруги в тілі пружини $\tau = 792 \text{ МПа}$ менші за границю текучесті матеріалу дроту пружини $\tau_T = 1100 \text{ МПа}$, то її працездатність при роботі в складі відцентрової муфти забезпечується

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизелем 4Ч 10,5/13.

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує дизель.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003-83.

Вихлопні гази та пари мастила.

Вихлопні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник випускних газів) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

4.1.3 Пожежна безпека.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

4.1.4 Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

4.1.5 Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

В, Гц	63	125	250	5500	1000	2000	4000	8000
A ₀ , Дб	103	69	91	88	85	83	81	80

4.1.6 Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці. 4.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132		2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

4.1.7 Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 4Ч10,5/13 визначається по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_n + Pe^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

$P_e = 30 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1500 + 30^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{1500}{1500}\right) \right] = 95 \text{ дБ}$$

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно проводити заходу щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуємо фільтр-глушник на вході у впускний колектор, а на вихлопі - глушник - іскрогасник. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб.

Для зниження механічного шуму зменшуємо зазори поміж деталями і вузлами, виготовляємо деталі з матеріалів з великим внутрішнім тертям (сірих чавунів) і з шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для дизеля 4Ч 10,5/13 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1+Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{n_n} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} + 30 \lg \left(\frac{n}{n_n} \right) \right), \text{ дБ}$$

де $m = 610 \text{ кг}$ – маса двигуна,

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 30^{0.55} \cdot \left(\frac{1+30}{610} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{550}{40}} + 30 \lg \left(\frac{1500}{1500} \right) \right) = 74,8 \text{ дБ}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, встановлений маховик, а на щоках колінчастого валу розміщені противаги.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

4.1.8 Заходи по зниженню шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага .

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

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

1. Загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).

2. Речовини, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).

3. Речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш).

4. Канцерогенні, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.2 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

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

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

- 1). Продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів.
- 2). Окисли вуглецю.
- 3). Окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій.
- 4). Канцерогенні домішки.
- 5). Альдегіди.

Випускні гази від двигунів внутрішнього згоряння сприяють задимленню атмосфери.

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Збереження стану навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням відповідних організаційно – технічних заходів. До основних з них відносяться:

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

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

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

3. Захист від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і тепловому опроміненні працівників.

4. Встановлення вентиляції та опалення.

5. Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		64

5 ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО КВАЛІФІКАЦІЙНІЙ РОБОТІ

БАКАЛАВРА

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему «Розробка вдосконаленої конструкції з'єднувальної муфти для 4-тактного дизельного двигуна потужністю 30 кВт» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 4Ч10,5/13 і детальну розробку конструкції з'єднувальної муфти, що використовується для з'єднання дизеля з приводним електрогенератором. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 6 листів формату А1.

Дизель 4Ч 10,5/13 потужністю 30 кВт використовується для приводу електрогенератора і встановлюється в місцях де постійно потрібна електроенергія для технологічних потреб або ж для системи пожежогасіння. Детальна конструкція запроектованого дизеля 4Ч10,5/13 показана на його поперечному та повздовжньому розрізах (листи Додатків А та Б графічної частини роботи).

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 30\text{кВт}$, $n = 1500\text{хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 4Ч10,5/13 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність дизельного двигуна без наддуву можна отримати при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ та коефіцієнті надлишку повітря для згоряння палива $\alpha = 2,05$.

По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку Е графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		66

Основну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розрахунку параметрів і розробці конструкції з'єднувальної муфти. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроєктованої муфти і її розрахунок на міцність. В графічній частині кваліфікаційної роботи розроблене складальне креслення з'єднувальної муфти, робочі креслення основних деталей муфти: маховика, ваги та пружини. Конструкція муфти з'єднувальної та її основних деталей показані на листах Додатків В, Г, Д графічної частини роботи.

Враховуючи необхідність забезпечення тривалої та надійної роботи проектного дизеля із запроєктованою з'єднувальною муфтою також виконаний перевірочний розрахунок на міцність деталей муфти.

Значну частину кваліфікаційної роботи відведено розробці заходів по зменшенню негативного впливу шуму і вібрації працюючого двигуна на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його водяного охолодження; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в головку циліндру, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

ЛІТЕРАТУРА

1. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
2. Дизели. Справочник под ред. В.А.Ваншейдта., «Машиностроение», Л.,1977
3. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іюдловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
4. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин.Справочник. «Машиностроение» М., 1979
5. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие, «Машиностроение» М, 1966
6. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л.,1969
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
8. П.А.Истомин. Крутильные колебания в судовых ДВС. «Судостроеник», Л., 1968г.
9. В.П.Терских. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т.1...4, Приложение. «Судостроение», Л., 1969г.
10. П.А.Истомин. Динамика судовых ДВС. «Судостроеник», Л., 1985г. 287с.

					ПФ НУК 142.54.20.14 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67