

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

**на тему:** Розробка конструкції з'єднувальної муфти підвищеної надійності для двигуна потужністю 30 кВт. Прототип – 4Ч 10,5/13

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

\_\_\_\_\_ **Брага В.О.**  
(підпис)

Керівник роботи:

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

\_\_\_\_\_ **Грабовенко О. І.**  
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

**Факультет – Інженерно-економічний**

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«\_\_\_»\_\_\_\_\_ 2023 р.

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

Студенту Брага Вадиму Олексійовичу

1. Тема роботи: «Розробка конструкції з'єднувальної муфти підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 30 кВт. Прототип – 4Ч10,5/13»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч10,5/13, номінальною потужністю 28 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 4Ч10,5/13.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції з'єднувальної муфти

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 4Ч10,5/13 (СК). 2. З'єднувальна муфта (СК), 3. Деталі муфти (РК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

### Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2023р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	17.03.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.03.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	31.03.2023	
4.	Проектування з'єднувальної муфти	07.04.2023	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	14.04.2023	
6.	Розробка креслення двигуна	28.04.2023	
7.	Розробка складального креслення з'єднувальної муфти	12.05.2023	
9.	Розробка робочих креслень деталей муфти	19.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	26.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	05.06.2023	

Студент \_\_\_\_\_ Брага В.О.  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Грабовенко О. І.  
(підпис)

## АНОТАЦІЯ

сторінок 67, рисунків 9, таблиць 9, бібліографія 9

В кваліфікаційній роботі «Розробка конструкції з'єднувальної муфти підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 30 кВт» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 4Ч10,5/13, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій з'єднувальних муфт, на основі якого пропонується застосувати замість серійної пружної з'єднувальної муфти пальцевого типу муфту поліпшеної конструкції (відцентрову), яка вирішує проблему крутильних коливань валопроводу дизель – генератора.

В графічній частині роботи виконані складальне креслення двигуна, з'єднувальної муфти, робоче креслення маховика та інших деталей муфти, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

**Ключові слова:** *Дизельний двигун, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, з'єднувальна муфта, маховик, ваги.*

## ANNOTATION

pages 68, figures 9, tables 9, bibliography 11

In the qualification paper "Development of the design of a coupling coupling of increased reliability for a diesel engine with a capacity of 30 kW" a description of the design of the engine - prototype 4Ch10.5/13 is given, calculations of the work process, thermal balance and dynamics of the engine are performed, an analysis of the constructions of coupling couplings is carried out, on the basis of which it is proposed to use instead of the serial elastic connecting coupling of the finger type a coupling of an improved design (centrifugal), which solves the problem of torsional vibrations of the diesel-generator shaft line. In the graphic part of the work, the assembly drawing of the engine, the coupling, the working drawing of the flywheel and other parts of the clutch, the indicator diagram and the diagrams of the forces operating in the CSM are made.

**Keywords:** *Diesel engine, indicator diagram, force diagrams, heat balance, coupling, flywheel, scales.*

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	стор. 5
<b>РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ 4Ч10,5/13..</b>	7
 <b>РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА</b>	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого циклу.....	13
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	15
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	22
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	26
2.5 Динамічний розрахунок двигуна .....	31
 <b>РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ З'ЄДНУВАЛЬНОЇ МУФТИ</b>	
3.1 Опис та аналіз конструкцій муфт.....	36
3.2 Опис конструкції муфти двигуна-прототипу.....	44
3.3 Обґрунтування необхідності застосування відцентрової з'єднувальної муфти .....	45
3.4 Опис конструкції запроєктованої з'єднувальної муфти.....	47
3.5 Розрахунок параметрів відцентрової з'єднувальної муфти.....	49
 <b>РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА</b>	
4.1 Охорона праці.....	42
4.2 Вплив шкідливих речовин, що виділяються з випускними газами ДВЗ на людей та довкілля.....	57
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	63
 <b>СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ</b> .....	 65

					<b>ПІННІ НУК 142.44.22.21 ПЗ</b>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Брага			Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив		Грабовенко				н	3	71
Н. контр		Грабовенко				<b>44-ЕМ-21</b>		
Затвердив		Нестеренко						

ДОДАТКИ

**ДОДАТОК А** Дизель 410,5/13 (Поперечний розріз), СК, А1.....67  
**ДОДАТОК Б** Дизель 410,5/13 (Повздовжній розріз), СК, А1.....68  
**ДОДАТОК В** Муфта з'єднувальна, СК, А1..... 69  
**ДОДАТОК Г** Маховик, РК, А1.....70  
**ДОДАТОК Д** Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ.....71

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

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  $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ .

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

## 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 кожному двох циліндрах.

- 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.

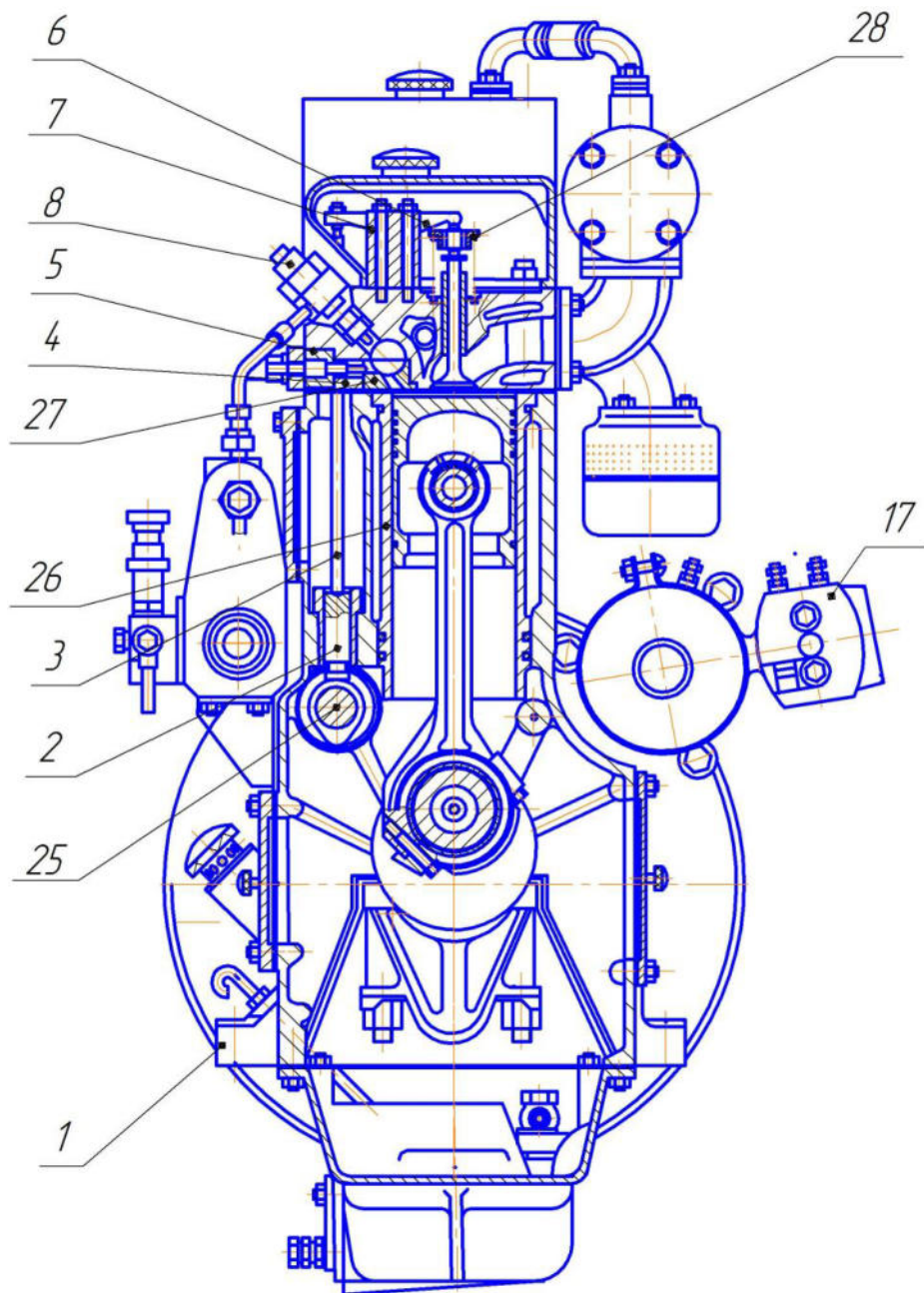
В передньому відсіку блок-картера, що закритий кришкою кріплення агрегатів 15, розміщується шестерний привід розподільчого валика 25. На верхній горизонтальній площадці переднього відсіку встановлені масляний фільтр 11 і холодильник масла 9. Знизу до картера кріпиться алюмінієвий піддон 20, який утворює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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7



*Рисунок 1.1 Дизель 4410,5/13 (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 прокладкою. В кришці розміщені впускний 29 і випускний клапани 30, вставка вихрової камери 27, форсунка 8 і свічка розжарювальна 5.

									Лист
									8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ				

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.

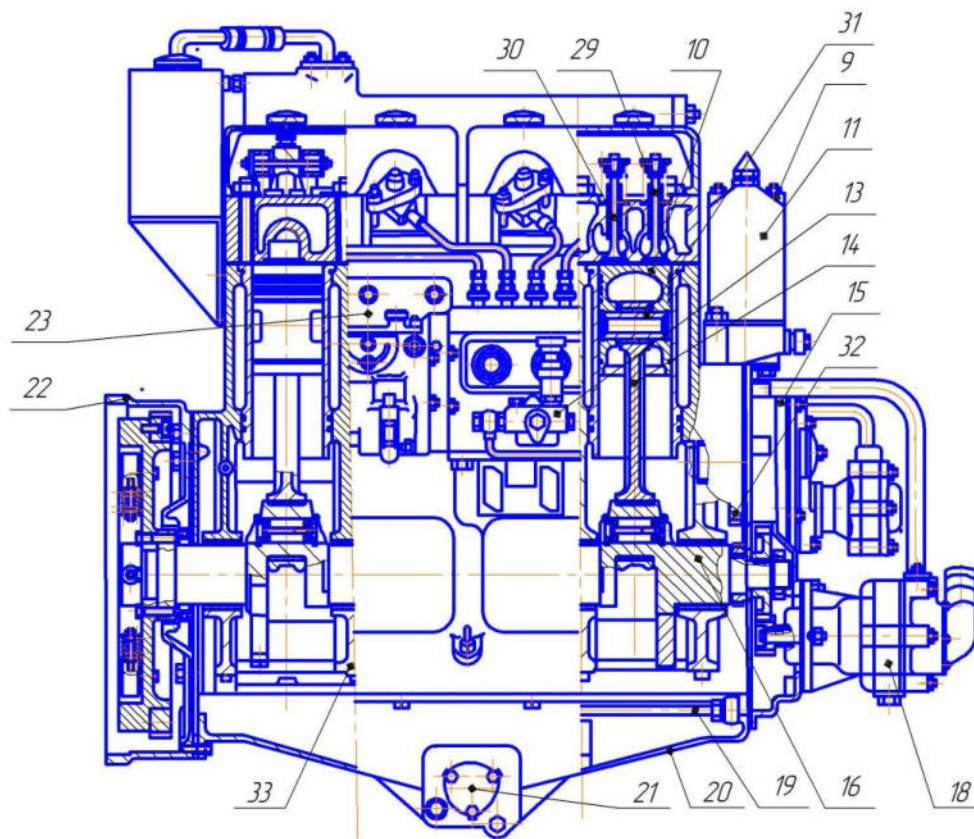


Рисунок 1.2 Дизель 4410,5/13 (повздовжній переріз)

9 – холодильник масла, 10 – поршень, 11 – масляний фільтр, 13 – паливопідкачна помпа,  
 14 – шатун, 15 – кришка кріплення агрегатів, 16 – колінчастий вал, 18 – насос води,  
 19 – маслопробід 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

									Лист
									9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ				

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, площина роз'єму розташована під кутом  $45^{\circ}$  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 маслоз'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 шестерну передачу і встановлений на бронзових підшипниках. На розподільчому валику для приводу паливного насоса встановлена шестерня.

#### - Система подачі палива.

Паливна система дизеля складається із підкачуючого насосу 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.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

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  $14^{+0,5}$  МПа. Діаметр соплового отвору 1,5 мм. Кут конуса штифта  $15^{\circ}$ .

- 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 сітчастого 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  $0,15 \dots 0,3$  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 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу	хв <sup>-1</sup>	1500
Середній ефективний тиск	кПа	550
Номинальна 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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

## РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

### 2.1 Вибір вихідних даних для розрахунку робочого циклу

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища  $P_0 = 0,1$  МПа, а температура  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ .

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

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

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

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

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках  $z$  і  $b$  робочого циклу складають  $\xi_z = 0,70...0,80$  і  $\xi_b = 0,84...0,90$ . [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$  приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти  $\xi_z = 0,80$  і  $\xi_b = 0,90$ .

- ступінь підвищення тиску при згорянні  $\lambda$  залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо-оборотних двигунів рекомендується приймати  $\lambda = 1,35 \dots 2,0$ . [6]

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

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах  $50^\circ\text{C}$  [10]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах  $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$ . В розрахунку прийнято  $T_r = 750 \text{ K}$ . [6].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів  $\phi = 0,93 \dots 0,97$ , а для дизелів з нероздільною камерою згоряння  $\phi = 0,90 \dots 0,95$ . [6]

- показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах  $n_k = 1,45 \dots 1,8$ . [6]

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

## 2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 30 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
Число циліндрів	$i = 4$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$p_b = 0,101 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,1$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$p_r = 0,103 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,86$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$

Паливо:

Дизельне пальне ДСТУ4840:2007

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 1 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

## 2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

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

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 = 28,95 \cdot 0,495 = 14,3 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг} = 2,1 \times 0,495 = 1,0395 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу  $\text{CO}_2$ :  $M_{\text{CO}_2} = 0,86/12 = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари  $\text{H}_2\text{O}$ :  $M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2/2 = 0,13/2 = 0,065 \text{ кмоль/кг}$

кисню  $\text{O}_2$ :  $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,1 - 1) \cdot 0,495 = 0,114 \text{ кмоль/кг}$

азоту  $\text{N}_2$ :  $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,1 \times 0,495 = 0,821 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль/кг} = 0,0725 + 0,065 + 0,114 + 0,821 = 1,072 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_e = 0,95 \times 0,101 = 0,096$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_a - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d} = \frac{293 - 0 + 10}{750} \times \frac{0,103}{16 \times 0,096 - 0,103} = 0,032$$

де  $\Delta T_1 = 0^\circ\text{C}$  ступінь охолодження повітря

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ K} = \frac{293 - 0 + 10 + 0,032 \times 750}{1 + 0,032} = 342,9 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,096}{0,101} \times \frac{293 - 0}{342,9(1 + 0,032)} = 0,917$$

Густина заряду на впуску.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,101 \times 10^6}{287 \times (293 - 0)} = 1,10 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску  $n_1 = 1,4 - 15/n$  при  $n = 350 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} = 0,096 \times 16^{1,37} = 4,28 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К} = 342,9 \times 16^{1,37 - 1} = 956,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$= 19,88 + 0,002638 \times 956,5 = 22,20 \text{ КДж/кмоль}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,072}{1,0395} = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,031 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,0305$$

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

$$= \frac{1}{1,072} \left[ 0,072 \times (38,609 + 0,003349) + 0,065 \times (25,459 + 0,004438) + 0,114 \times (23,3 + 0,00155) + 0,821 \times (21,554 + 0,001457) \right] \text{ КДж} / (\text{КМоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_Z = 23,047 + 0,0018 \times T_Z$$

де:  $a = 23,117 \text{ КДж/моль}$ ;  $v = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mC v'' + 8,134 \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К}) = 23,0488 \times T + 8,134 \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''_p = a + v \times T_Z \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К}) = 31,251 + 0,0018 \times T_Z \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

де:  $a = 31,251 \text{ КДж/кмоль} \times \text{К}$ ;  $v = 0,0018$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа} = 1,6 \times 4,28 = 6,85 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8,134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''_p) \times T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,20$$

$$C = 67958$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,2 + \sqrt{32,2^2 + 4 \times 0,0018 \times 6795,8}}{2 \times 0,0018} = 1904,4 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,0305 \times 1904,4}{1,6 \times 956,5} = 1,28$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16}{1,28} = 12,48$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{100}{n} = 1,18 + \frac{100}{1500} = 1,25 \quad n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_\varepsilon = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{6,85}{12,48^{1,25}} = 0,29 \text{ МПа} \quad p_B = 0,72 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_\varepsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1745,6}{9,82^{1,25-1}} = 994 \quad T_B = 994 \quad \text{К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\varepsilon - 1} \times \left[ \lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{4,28}{16 - 1} \times \left[ 1,6 \times (1,28 - 1) + \frac{1,6 \times 1,28}{1,25 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{12,48^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \times \left( 1 - \frac{1}{16^{1,37-1}} \right) \right] = 0,73 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,96 \times 0,73 = 0,70 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_\varepsilon \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{0,70 \times 0,495 \times 2,1}{42500 \times 1,1 \times 0,917 \times 10^{-3}} = 0,492$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг} / (\text{квт.год.}) = \frac{3600}{42500 \times 0,492} = 0,172 \text{ кг} / (\text{квт.год.})$$

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна  $S_{пр} = 0,13$  м

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,13 \times 1500}{30} = 6,50 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср.} = 0,089 + 0,0148 \times 6,50 = 0,166 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 0,70 - 0,166 = 0,534 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{0,534}{0,7} = 0,76$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,792 \times 0,76 = 0,38$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{42500 \cdot 0,38} = 0,225 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e = 0,225 \cdot 30 = 6,76 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{30}{0,534 \times 1500} = 4,48 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{4,48}{4} = 1,12 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{\text{пр}} = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{\text{пр}} = 130 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}} = 130/105 = 1,35$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,12}{3,14 \times 4}} = 101,88 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня. } S = m \times D = 1,35 \times 101,88 = 137,5 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

$$\text{Діаметр циліндра } D = 105 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня } S = 130 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{\pi \times 105^2 \times 130^2 \times 4}{4 \times 10^6} = 4,5 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z} = \frac{0,534 \times 4,5 \times 1500}{30 \times 4} = 30,1 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{30 + 30,1}{2} = 30,05 \text{ кВт}$$

Отримана величина  $P_{ep}$  відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{30,1 - 30}{30,05} \times 100\% = 0,41\%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей  $\Delta P_e$  менше 5 %,

отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

### 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	$\epsilon$	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	$p_{max}$	МПа	6,85
6.Показник політропи розширення	$n$	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	$\rho$	-	1,29
8.Ступінь послідуочого розширення	$\delta$	-	12,42
9.Масштаб вісі тиску	$m_p$	МПа/мм	0,04

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V <sub>c</sub>	P <sub>ст</sub> ,МПа	P <sub>ст</sub> ,мм	P <sub>роз</sub> ,МПа	P <sub>роз</sub> ,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.

$g'$  - точка початку відкриття впускного клапану.

$g''$  - точка закриття випускного клапана.

$d$  - точка закриття впускного клапану.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$c''$  - 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  $\lambda_1 = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$ .
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

$\varphi$ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi$ 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

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  $OO_1 = R \cdot \lambda_1/2 = 65 \cdot 0,25/2 = 8,125$  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.

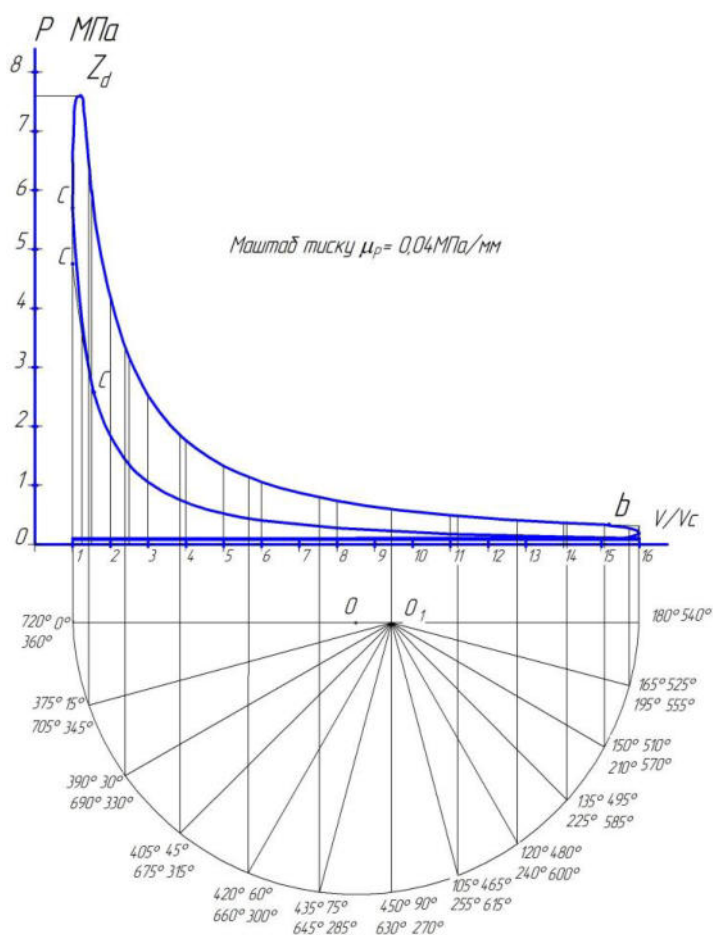


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма дизеля 4410,5/13

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

## 2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність:	$P_e = 30.1$ кВт
частота обертання колінвалу:	$n = 1500$ хв <sup>-1</sup>
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:	$B_T = 6,76$ кг/год
індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,49$
ефективний к.к.д. :	$\eta_e = 0,38$
кількість свіжого заряду	$M_1 = 1,040$ кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_T = 1,072$ кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_{г.} = 750$ К
температура на початку стиску	$T_d = 342,9$ К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,1$

### 2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де  $Q_e$ - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_B$ - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_T$ - теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_M$ - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

### 2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_{H} / 3600 = 6,76 \cdot 42500 / 3600 = 79,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні  $q_{\Pi}$  приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 30,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 30,1 / 79,8 \cdot 100 \% = 37,76\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{ст} + W_{г.р.} + W_{вип}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,12 + 0,03) \cdot 79,8 = 11,97 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,12$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип} = 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 6,5) \cdot 10^3 = 120 \text{ кПа}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 = 130 \cdot 1500 / 30 = 6,5 \text{ м/с} \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,00113 \cdot 1500 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 4,05 \text{ кВт}$$

де  $V_s$  - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,105^2 \cdot 0,13 / 4 = 0,00113 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 11,97 + 4,05 = 16,02 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_g \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_g} = \frac{16,02 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,00062 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$  коефіцієнт запасу.

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

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

$10 \text{ К}$  - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,00062 \cdot 98 / 0,65 = 0,11 \text{ кВт}$$

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

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

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

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 11,97 + 4,05 + 0,11 = 16,3 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_g = Q_g / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 16,3 / 79,8 \cdot 100 \% = 20,22 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[ M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.з}}} \cdot T_{\text{ср.з}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$

$$\frac{6,76}{3,6 \cdot 22,4} [1,072 \cdot 32,08 \cdot 838,5 - 1,040 \cdot 29,15 \cdot 342,9] = 26,8 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

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

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_G = Q_G / Q_{II} \cdot 100 \% = 26,8 / 79,8 \cdot 100 \% = 33,6 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,D}) - Q_V = (11,97 + 7,48) - 16,3 = 3,32 \text{ кВт}$$

$$Q_{M,D} = \Delta_{M,D} \cdot Q_{II} = 0,0938 \cdot 79,8 = 7,48 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{M,D} = (P_{M,D} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (120 / 630) \cdot 0,49 = 0,0938$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{k \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 3,32}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,00031 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$k = 1,5$  - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$  - температурний перепад масла в охолоджувачі.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,00031 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 0,19 \text{ кВт}$$

де  $P_0 = 0,35 \cdot 10^6 \text{ Па}$  - робочий тиск масла в системі;

$\eta = 0,65$  - механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді  $Q_{M2} = P_{M.H.} = 2,28 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 3,32 + 0,19 = 3,51 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{II} \cdot 100 \% = 3,51/79,8 \cdot 100\% = 4,4\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 79,8 - (30,1 + 16,3 + 26,8 + 3,51) = 3,2 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{II} \cdot 100 \% = 3,2/79,8 \cdot 100\% = 4,0\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, $Q_e$	30,1	37,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, $Q_B$	16,3	20,2
Теплота, яка виноситься випускними газами, $Q_G$	26,8	33,6
Теплота, яка відводиться маслом, $Q_M$	3,51	4,4
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	3,2	4,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, $Q_{II}$	79,8	100

## 2.5 Динамічний розрахунок дизеля 4Ч 10,5/13

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

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

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

$D$  – діаметр поршня, м

$$F = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\varphi + \lambda_1 \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

$r$  – радіус кривошипу, м

$\omega$  – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

$\varphi$  – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

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

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

де  $\beta$  – 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:

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

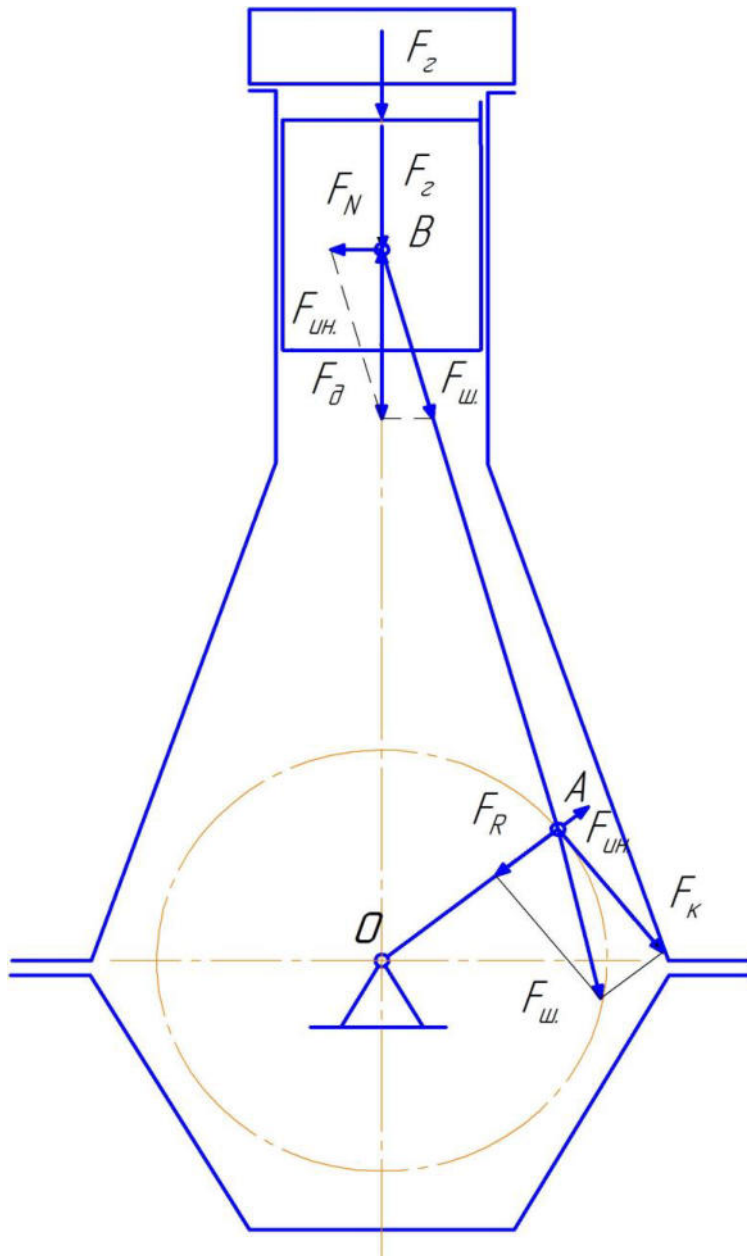


Рисунок 2.2 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

- |  |                               |
|--|-------------------------------|
| 1. Діаметр поршня  | $D = 0,105\text{ м}$          |
| 2. Частота обертання колінчастого валу                               | $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$    |
| 3. Ордината прийнята для $p_{\max}$                                  | $h_{\max} = 171 \text{ мм}$   |
| 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             | $m_s = 3,3 \text{ кг}$        |

					Лист	
					32	
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	

8.Радіус кривошип

$$R = 0,065\text{м}$$

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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
						33
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5

Результати динамічного розрахунку.

$\varphi$ °	Rц	FГ	Fи	Fd	F <sub>N</sub>	Fr	Fk	FГ	Fи	Fd	F <sub>N</sub>	Fr	Fk
ПКВ	ММ	кН	кН	кН	кН	кН	кН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
<b>0</b>	2,4	0,83	-14,62	-13,79	0,00	-13,79	0,00	2,4	-42,2	-39,8	0,0	-39,8	0,0
<b>15</b>	2,4	0,83	-13,83	-13,00	-0,84	-12,34	-4,18	2,4	-39,9	-37,5	-2,4	-35,6	-12,1
<b>30</b>	2,4	0,83	-11,59	-10,76	-1,36	-8,64	-6,55	2,4	-33,4	-31,0	-3,9	-24,9	-18,9
<b>45</b>	2,4	0,83	-8,27	-7,44	-1,34	-4,32	-6,21	2,4	-23,9	-21,5	-3,9	-12,4	-17,9
<b>60</b>	2,4	0,83	-4,39	-3,56	-0,79	-1,09	-3,47		-12,7	-10,3	-2,3	-3,2	-10,0
<b>75</b>	2,4	0,83	-0,49	0,34	0,08	0,01	0,35	2,4	-1,4	1,0	0,2	0,0	1,0
<b>90</b>	2,4	0,83	2,92	3,75	0,97	-0,97	3,75	2,4	8,4	10,8	2,8	-2,8	10,8
<b>105</b>	2,4	0,83	5,56	6,39	1,59	-3,19	5,76	2,4	16,0	18,4	4,6	-9,2	16,6
<b>120</b>	2,4	0,83	7,31	8,14	1,81	-5,63	6,15	2,4	21,1	23,5	5,2	-16,3	17,7
<b>135</b>	2,4	0,83	8,27	9,10	1,63	-7,59	5,28	2,4	23,9	26,3	4,7	-21,9	15,2
<b>150</b>	2,4	0,83	8,67	9,50	1,20	-8,82	3,71	2,4	25,0	27,4	3,5	-25,5	10,7
<b>165</b>	2,4	0,83	8,77	9,60	0,62	-9,43	1,88	2,4	25,3	27,7	1,8	-27,2	5,4
<b>180</b>	2,4	0,83	8,77	9,60	0,00	-9,60	0,00	2,4	25,3	27,7	0,0	-27,7	0,0
<b>195</b>	2,4	0,83	8,77	9,60	-0,62	-9,43	-1,88	2,4	25,3	27,7	-1,8	-27,2	-5,4
<b>210</b>	2,8	0,97	8,67	9,64	-1,21	-8,95	-3,77	2,8	25,0	27,8	-3,5	-25,8	-10,9
<b>225</b>	3,2	1,11	8,27	9,38	-1,68	-7,82	-5,44	3,2	23,9	27,1	-4,9	-22,6	-15,7
<b>240</b>	3,7	1,28	7,31	8,59	-1,91	-5,95	-6,49	3,7	21,1	24,8	-5,5	-17,1	-18,7
<b>255</b>	4,3	1,49	5,56	7,05	-1,75	-3,52	-6,35	4,3	16,0	20,3	-5,1	-10,1	-18,3
<b>270</b>	5,7	1,97	2,92	4,90	-1,26	-1,26	-4,90	5,7	8,4	14,1	-3,6	-3,6	-14,1
<b>285</b>	7,7	2,67	-0,49	2,17	-0,54	0,04	-2,24	7,7	-1,4	6,3	-1,6	0,1	-6,5
<b>300</b>	11,0	3,80	-4,39	-0,58	0,13	-0,18	0,57	11,0	-12,7	-1,7	0,4	-0,5	1,6
<b>315</b>	18,9	6,54	-8,27	-1,73	0,31	-1,00	1,44	18,9	-23,9	-5,0	0,9	-2,9	4,2
<b>330</b>	35,8	12,39	-11,59	0,80	-0,10	0,64	-0,49	35,7	-33,4	2,3	-0,3	1,9	-1,4
<b>345</b>	74,8	25,89	-13,83	12,06	-0,78	11,45	-3,88	74,7	-39,9	34,8	-2,3	33,0	-11,2
<b>360</b>	142,5	49,33	-14,62	34,71	0,00	34,71	0,00	142,3	-42,2	100,1	0,0	100,1	0,0
<b>375</b>	162,4	56,22	-13,83	42,39	2,75	40,23	13,63	162,2	-39,9	122,3	7,9	116,1	39,3
<b>390</b>	83,4	28,87	-11,59	17,28	2,18	13,88	10,53	83,3	-33,4	49,8	6,3	40,0	30,4
<b>405</b>	46,3	16,03	-8,27	7,76	1,39	4,50	6,47	46,2	-23,9	22,4	4,0	13,0	18,7

<b>420</b>	28,5	9,87	-4,39	5,48	1,22	1,69	5,35	28,5	-12,7	15,8	3,5	4,9	15,4
------------	------	------	-------	------	------	------	------	------	-------	------	-----	-----	------

Продовження таблиці 2.5

$\varphi$ °	РЦ	F <sub>Г</sub>	F <sub>И</sub>	F <sub>d</sub>	F <sub>N</sub>	F <sub>r</sub>	F <sub>k</sub>	F <sub>Г</sub>	F <sub>И</sub>	F <sub>d</sub>	F <sub>N</sub>	F <sub>r</sub>	F <sub>k</sub>
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
<b>435</b>	20,0	6,92	-0,49	6,43	1,60	0,12	6,62	20,0	-1,4	18,5	4,6	0,3	19,1
<b>450</b>	15,0	5,19	2,92	8,12	2,10	-2,10	8,12	15,0	8,4	23,4	6,0	-6,0	23,4
<b>465</b>	12,2	4,22	5,56	9,78	2,43	-4,88	8,82	12,2	16,0	28,2	7,0	-14,1	25,4
<b>480</b>	10,2	3,53	7,31	10,84	2,40	-7,50	8,19	10,2	21,1	31,3	6,9	-21,6	23,6
<b>495</b>	9,1	3,15	8,27	11,42	2,05	-9,53	6,63	9,1	23,9	32,9	5,9	-27,5	19,1
<b>510</b>	8,5	2,94	8,67	11,61	1,46	-10,79	4,54	8,5	25,0	33,5	4,2	-31,1	13,1
<b>525</b>	6,8	2,35	8,77	11,12	0,72	-10,93	2,18	6,8	25,3	32,1	2,1	-31,5	6,3
<b>540</b>	4,7	1,63	8,77	10,40	0,00	-10,40	0,00	4,7	25,3	30,0	0,0	-30,0	0,0
<b>555</b>	3,1	1,07	8,77	9,84	-0,64	-9,67	-1,93	3,1	25,3	28,4	-1,8	-27,9	-5,6
<b>570</b>	2,7	0,93	8,67	9,60	-1,21	-8,92	-3,75	2,7	25,0	27,7	-3,5	-25,7	-10,8
<b>585</b>	2,7	0,93	8,27	9,20	-1,65	-7,68	-5,34	2,7	23,9	26,6	-4,8	-22,1	-15,4
<b>600</b>	2,7	0,93	7,31	8,24	-1,83	-5,71	-6,23	2,7	21,1	23,8	-5,3	-16,5	-18,0
<b>615</b>	2,7	0,93	5,56	6,49	-1,62	-3,24	-5,85	2,7	16,0	18,7	-4,7	-9,4	-16,9
<b>630</b>	2,7	0,93	2,92	3,86	-1,00	-1,00	-3,86	2,7	8,4	11,1	-2,9	-2,9	-11,1
<b>645</b>	2,7	0,93	-0,49	0,44	-0,11	0,01	-0,45	2,7	-1,4	1,3	-0,3	0,0	-1,3
<b>660</b>	2,7	8,59	-4,39	4,20	-0,93	1,29	-4,11	24,8	-12,7	12,1	-2,7	3,7	-11,8
<b>675</b>	2,7	0,93	-8,27	-7,34	1,32	-4,26	6,12	2,7	-23,9	-21,2	3,8	-12,3	17,6
<b>690</b>	2,7	0,93	-11,59	-10,66	1,34	-8,56	6,49	2,7	-33,4	-30,7	3,9	-24,7	18,7
<b>705</b>	2,7	0,93	-13,83	-12,89	0,84	-12,24	4,15	2,7	-39,9	-37,2	2,4	-35,3	12,0
<b>720</b>	2,7	0,93	-14,62	-13,69	0,00	-13,69	0,00	2,7	-42,2	-39,5	0,0	-39,5	0,0

### 3.ПРОЕКТУВАННЯ З'ЄДНУВАЛЬНОЇ МУФТИ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

#### 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:

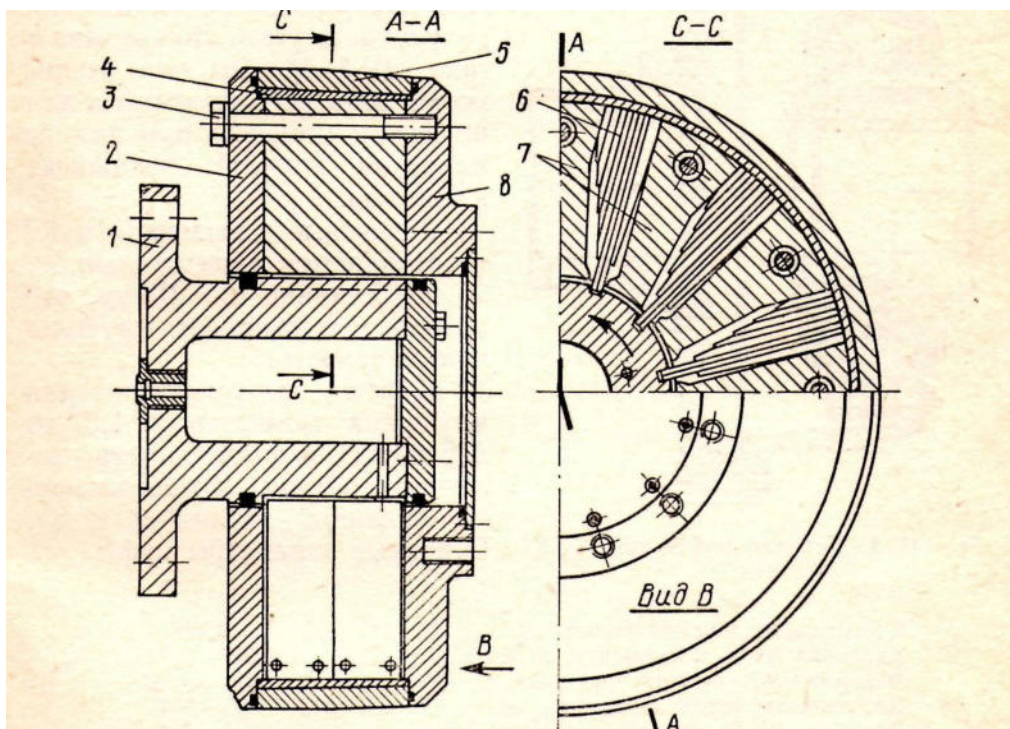
- зменшення динамічних навантажень в з'єднанні завдяки демпфіруванню крутильних коливань та згладжуванню нерівномірного крутного моменту двигуна;
- зниженню навантажень на підшипники та вали механізму та двигуна, що виникають із – за деформації фундаменту;
- значно простішою стає операція центрування 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 допомогою конічного кільця 4 і розділовальних клиновидних вставок, стягнутих з торців

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

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 кружного моменту.

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

Очевидно, що із збільшенням кількості енергії, що поглинається в муфті, коефіцієнт  $\psi$  наближається до одиниці.

									Лист
									37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ				

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:

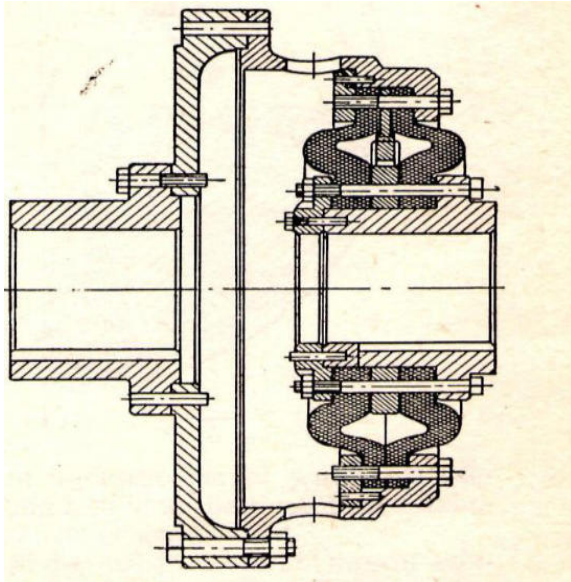
- коефіцієнт демпфірування .....0,45...0,95
- питома маса по моменту, /(Н·м)..... .0,004...0,0425
- максимальна кругова швидкість на зовнішньому діаметрі, м/с ..... 140
- Допустиме осьове зміщення, мм .....1,8...4,5
- Допустиме радіальне зміщення, мм .....до 4
- Допустимий кут скручування  $\alpha_{\max}$  .....2,5...9,0°

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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38



Малюнок 3.2 Пружна муфта типу Вулкан

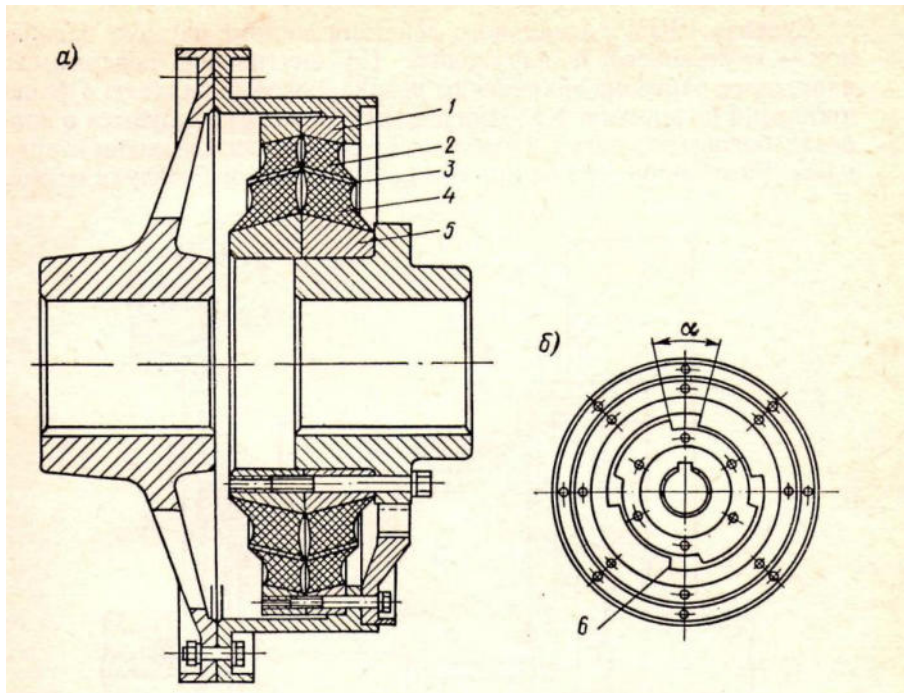
Кріплення шин до полумуфт виконується за допомогою болтів та прижимних фланців. Муфта кожного типорозміру може складатися з гумово – кордових елементів, які відрізняються крутильною жорсткістю.

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.....0,12...0,18
- питома маса по моменту, г/(Н·м).....0,006...0,048
- частота обертання, об/хв..... $\geq 800$
- допустиме вісьове зміщення, мм .....5...35
- Допустиме радіальне зміщення, мм .....1,2...6
- Термін служби шин, тис. годин .....45...60

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  $\alpha$ . 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.

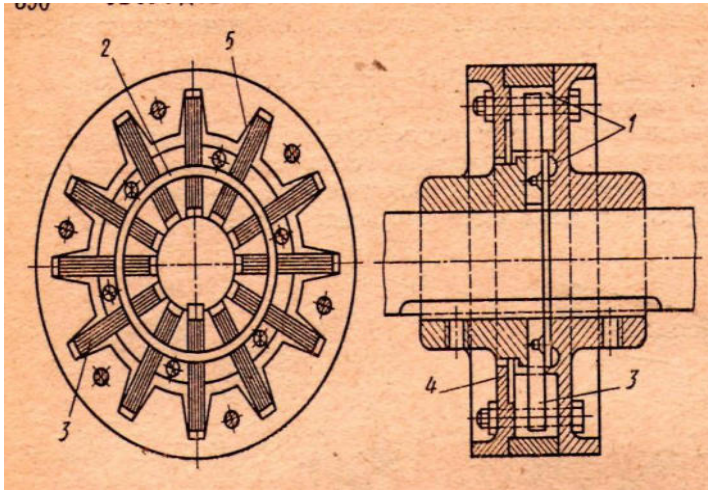
Муфти Спірофлекс виготовляються для крутних моментів від 1500 Н·м до 200000 Нм і можуть мати різні з'єднувальні елементи (фланці, втулки і таке інше).

Основні параметри муфт:

- коефіцієнт демпфірування.....0,115
- питома маса по моменту, кг/(Н·м).....0,012...0,045
- максимальна частота обертання, об/хв..... 1500...3200
- допустиме вісьове зміщення, мм ..... 1,2...5,5
- допустиме радіальне зміщення, мм .....0,6...2,5
- кут скручування при номінальному  $M_{кр}$ .....3,0°
- допустимий злом осей, мм/м..... 10...16

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

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

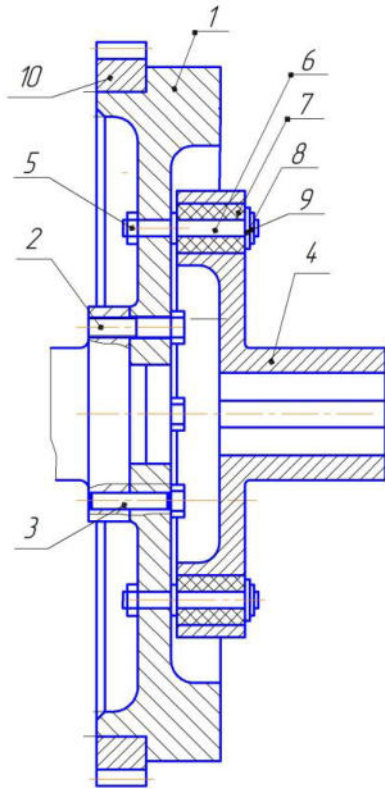


Малюнок 3.4 Муфта з металевими пружними елементами

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

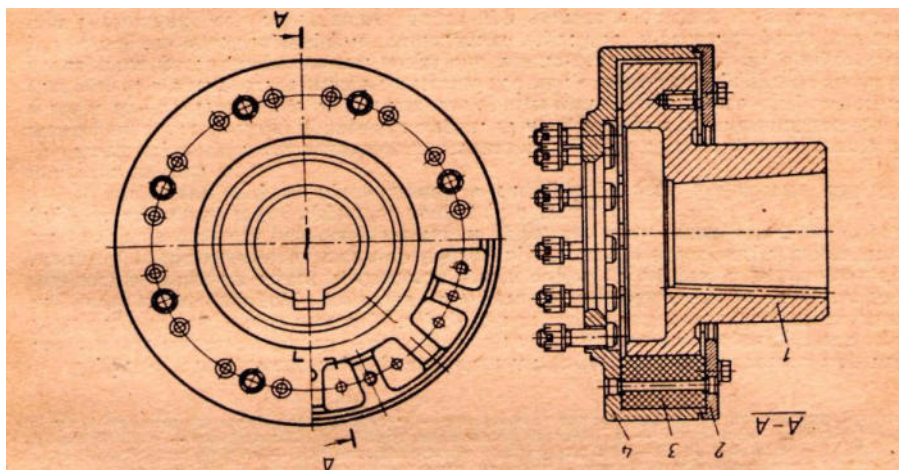
Муфта пружна втулочно – пальцева показана на мал.3.5. В якості пружної ланки в ній встановлені гумові втулки (суцільні або ж складені із кілець трапецієвидного перерізу). Муфти з гумовими елементами, що працюють на стиск, широко застосовують в електро-агрегато-будуванні. Незважаючи на велику різноманітність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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41



Малюнок 3.5 Муфта втулично - пальцева  
 1-маховик, 2- болт, 3- штифт, 4-полумуфта, 5-гайка,  
 6- палець, 7-втулка гумова, 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.

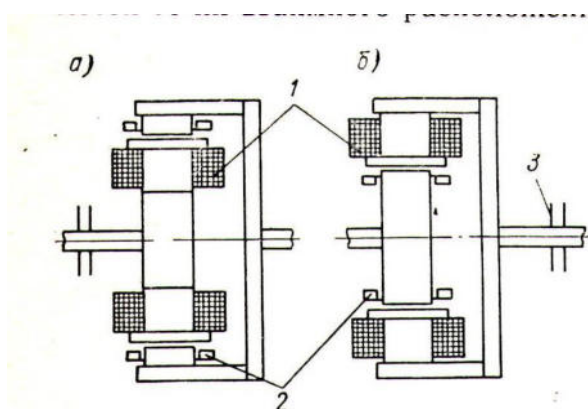
					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

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 – якор; 2 – індуктор; 3 – контактні кільця

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

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  $2,0 \dots 2,5$ ); 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 (мал.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 сірого 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. На обід маховика напесований 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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

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 крутильні коливання у валопроводі дизеля при числі оборотів нижче ніж 1000 об/хв. не розвиваються.

### 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

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, притискають поверхні що труться одну до другої і муфта включається.

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 ногоного 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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

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

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  $F = 0$

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

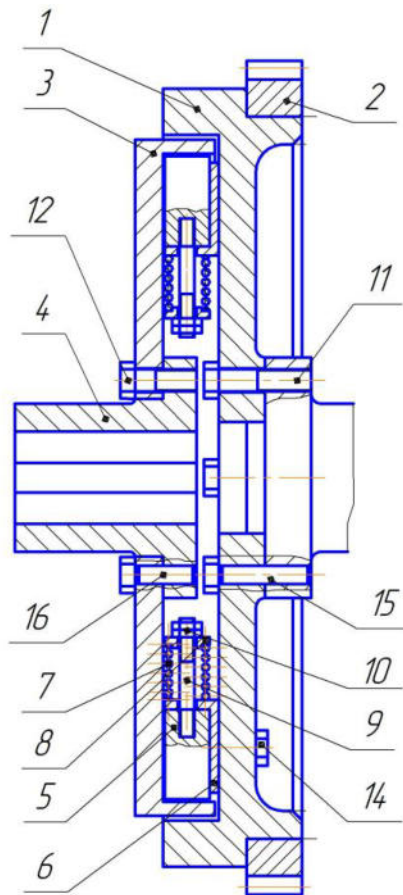
$$F_{\text{ц}0} = \frac{m \cdot v_0^2}{r}$$

- відцентрова сила при числі оборотів колінчастого валу  $n_0$ .

### 3.4 Опис конструкції запроєктованої відцентрової з'єднувальної муфти

Конструкція відцентрової з'єднувальної муфти (мал.3.8) складається із маховика 1, на диску якого закріплені 4 корпуси 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47



Малюнок 3.8 Муфта з'єднувальна відцентрового типу  
 1 - маховик, 2 - шестерня, 3 - напівмуфта, 4 - ступиця, 5 - груз, 6 - корпус;  
 7 - пружина, 8 - тарілка пружина, 9 - шпилька, 10 - гайка, 11, 12, 14 - болт;  
 15, 16 - штифт.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

### 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 між 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	$\text{хв}^{-1}$
3. Частота обертання колінчастого валу при якій спрацьовує відцентрова муфта	$n_1 =$	1000	$\text{хв}^{-1}$
4. Радіус кола, на якому розташовані центри мас грузів муфти	$r =$	0,15	м
5. Кількість грузів	$i =$	4	
6. Густина матеріалу груза (сталь)	$\rho =$	7850	$\text{кг/м}^3$
7. Коефіцієнт тертя між робочими поверхнями груза та веденої муфти (чавун - сталь)	$f_T =$	0,18	
8. Діаметр робочої поверхні веденої полумуфти	$D =$	0,35	м
9. Модуль пружності II -го роду	$G =$	81000	МПа

Розрахунок

1. Кутова швидкість обертання колінчастого валу дизеля

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

- номінальна

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

- в момент включення муфти

$$\omega_1 = 104,7 \quad \text{с}^{-1}$$

2. Номінальний крутний момент двигуна

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

$$M_H = 191,0 \quad \text{Нм}$$

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

$$k = 1,45$$

4. Розрахунковий момент тертя в роз'єднувальній муфті

$$M_P = k \cdot M_H$$

$$M_P = 277,0 \quad \text{Нм}$$

5. Маса грузів ведучої полумуфти знаходиться із наступного рівняння

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

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

$$m = 0,531 \quad \text{кг}$$

6. Об'єм груза

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

$$V = 0,000068 \quad \text{м}^3$$

7. Прийняті конструктивно розміри груза

- ширина

$$b = 50 \quad \text{мм}$$

- радіальна товщина

$$l = 48 \quad \text{мм}$$

- осьова товщина

$$h = 24 \quad \text{мм}$$

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

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

$$P_{np} = 872,3 \quad \text{Н}$$

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

- діаметр пружини	$D_{np} =$	0,02	м
- діаметр дроту	$\delta =$	0,004	м
- число робочих витків	$i_p =$	4	
- загальне число витків	$i_{\Pi} =$	6	
- установочна висота пружини	$H_{уст.} =$	0,03	м

10. Жорсткість пружини

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

$$c = 81000 \quad \text{Н/м}$$

11. Деформація пружини при її установці в муфту

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

$$f = 0,011 \quad \text{м}$$

12. Висота пружини у вільному стані

$$H_B = H_{уст} + f$$

$$H_B = 0,041 \quad \text{м}$$

13. Відношення діаметру пружини до діаметра дроту

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

$$m = 5$$

14. Коефіцієнт, що враховує кривизну витків пружини

$$q = \frac{4 \cdot m - 1}{4 \cdot m - 4} + \frac{0,62}{m}$$

$$q = 1,31$$

15. Дотичні напруги в тілі пружини

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

$$\tau = 911,3 \quad \text{МПа}$$

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

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

## 4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

### 4.1 Охорона праці

Охорона праці в Україні – це єдина система економічних, технічних, санітарно-гігієнічних, організаційних і правових заходів, в здійсненні яких приймають участь різні державні органи та заклади. Ця система включає в себе служби техніки безпеки і промислової санітарії, а також державні органи технічного і санітарного нагляду, діяльність яких направлена на всебічне покращення умов праці на підприємствах і забезпечення виконання правил з техніки безпеки і норм промислової санітарії.

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.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

При проектуванні двигунів внутрішнього згорання в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої його дії на людей і навколишнє природне середовище.

Джерелами викидів шкідливих речовин в поршневому двигуні є відпрацьовані випускні гази, картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами (СО, NO<sub>x</sub>). Газ та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м<sup>3</sup> – у повітрі виробничих приміщень.

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м<sup>3</sup>.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Крім того небезпеку для людини створюють також деталі, що рухаються та обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера двигуна;
- теплоізоляція і екранування нагрітих деталей двигуна внутрішнього згорання;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

Заходи для зниження рівня шуму проектного двигуна

Двигуни внутрішнього згорання є одним із джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум – це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо, звук має хвильову природу в будь-якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на неї звукових хвиль.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим тиском хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці – децибели. Рівнем шуму називають двадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до його порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільних механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при здійсненні робочого циклу. З іншого боку, це шум газодинамічного (гідралічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливо повітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі складає 100...120 дБ. Він в значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання колінчастого вала. Із зменшенням навантаження рівень шуму зменшується на 5...10 дБ. Зменшення частоти обертання зменшує шум на 10...15 дБ.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками. Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує негативний вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях; застосування дезаксіального кривошипно-шатунного механізму; кулачка розподільного валу з безударним профілем; використання шумопоглинаючих накладок; збільшення

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

товщини втулки циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів; застосування конструкції камер згоряння, що забезпечує плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції очищення повітря, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширювальні камери глушіння, м'які гофровані рукава. Це дозволяє зменшити рівень шуму двигуна на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Для іншої моделі цей глушник не буде забезпечувати необхідного зниження шуму. На сьогодні найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються для глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

Для зниження рівня шуму в конструкції двигуна використовують наступні рішення: в систему випуску відпрацьованих газів встановлюється глушник-іскрогасник, всі поверхні тертя мають високий клас точності обробки і якісне мащення, при використанні двигуна в стаціонарній електростанції пульт керування виносять за межі приміщення де знаходиться двигун.

#### Заходи по зниженню вібрації проектного двигуна

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість 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.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителей дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження 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

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який 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 Вплив шкідливих речовин, що виділяються з випускними газами ДВЗ на людей та довкілля.

Перелік токсичних речовин у випускних газах ДВЗ:

- Оксид вуглецю

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін { $COHb$ }, і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу.

Вміст  $CO$  у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації  $CO$  спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості.

Довготривале вдихання  $CO$  призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань.

Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом  $CO$  лише 0,001-0,0015 % ( $10-15 \text{ млн}^{-1}$ ) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу.

Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання  $CO$  його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Дослідження щодо впливу  $CO$  на рослинний світ довели, що за концентрації  $CO$  нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

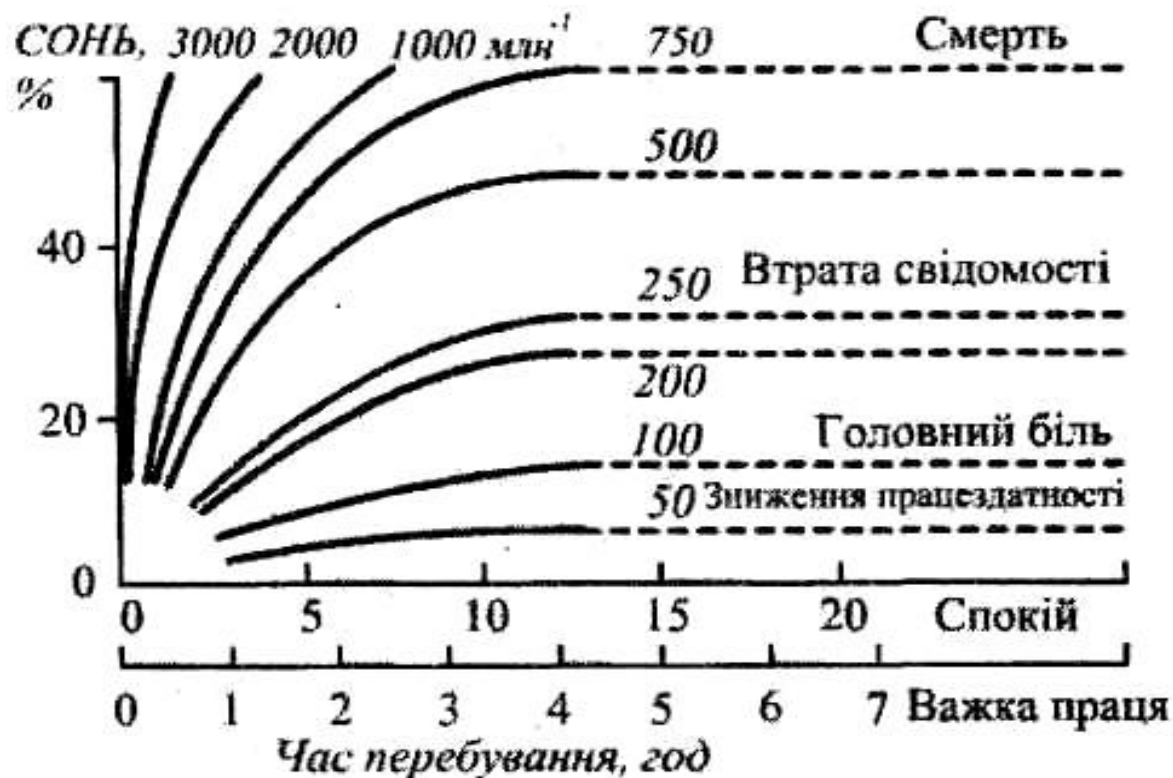


Рисунок 4.1. Діаграма впливу вмісту  $CO$  у повітрі на організм людини

- Вуглеводневі сполуки

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу.

Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему.

Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань.

Численними дослідженнями встановлено, що один із вуглеводнів - етилен - негативно впливає на рослини, викликаючи симптоми раннього старіння, хронічні ураження, відпадання квіток та плодів, припинення росту.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени - речовини, що спричиняють ракові захворювання.

Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ( $C_{20}H_{12}$ ), що має вигляд кристалів жовтого кольору.

Він добре розчиняється в оливах, жирах, сиворотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

- Альдегіди

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (мурашковий альдегід) - газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21 °С.

Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном.

Газ шкідливо впливає на органи дихання і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне.

Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

Акролеїн - рідина без кольору із запахом підгорілих жирів. Температура

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

кипіння 52,4 °С. Пара акролеїну спричиняє сильне подразнення слизових оболонок очей.

Вміст його в атмосфері 0,002 % згубний, 0,0005 % - важко переносними, 0,00008 % - для людини безпечний.

Запах сприймається людиною за концентрації 0,00016%. Концентрація його в повітрі 0,014% може призвести до смерті через 10 хвилин. Вплив акролеїну на організм людини адекватний впливу формальдегіду.

- Сажа

Відпрацьовані гази ДВЗ є основним джерелом викиду в атмосферу твердих частинок і в першу чергу сажі. Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію.

Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний - бенз(α)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

Крім того, як механічна домішка, сажа погіршує прозорість атмосфери, вона перебуває в повітрі у завислому стані до 8 діб.

- Оксиди азоту

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами автомобілів.

Оксиди азоту  $NO$  і  $NO_2$  отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин.

За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань і навіть смертельні випадки.

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м<sup>3</sup> викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Тривалий вплив  $NO_2$  призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання.

А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того,  $NO_2$  має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин  $NO_2$  у воді є складовою "кислотних дощів".

- Сполуки сірки

Сірчистий газ  $SO_2$  - основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані  $SO_2$  - це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту  $H_2SO_3$ .

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін В1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація  $SO_2$  в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлекторного спазму горла.

Сполуки сірки  $SO_2$ ,  $SO_3$ ,  $H_2SO_3$  і  $H_2SO_4$  наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам - вони закислюють ґрунти, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архітектури.

- Сполуки свинцю

Наявність сполук свинцю в атмосферному повітрі міст, в основному, пов'язана з відпрацьованими газами бензинових двигунів, які живляться етилованим бензином.

Етилова рідина згорає в камерах згорання двигунів, утворюючи неорганічні

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

сполуки - оксиди і солі, які завдяки виносникам аерозолями надходять у атмосферу. Зважені частинки розпорошуються в навколишньому середовищі. Значна частина сполук свинцю осідає на землю поблизу автомобільних доріг.

Аерозолі потрапляють в організм людини в процесі дихання. Окрім того, сполуки свинцю можуть потрапляти в організм людини крізь шкіру і разом з їжею. Вони викликають порушення функцій органів травлення, нервово-м'язової системи і мозку.

Свинець і його сполуки здатні накопичуватися в організмі до небезпечних концентрацій, тому що погано виводяться з організму.

#### Кількісні характеристики відповідних викидів

Таблиця 4.1

Вміст компонентів у відпрацьованих газах ДВЗ, % за об'ємом

Компонент	Бензиновий двигун	Дизель
Азот	74-77	74-78
Кисень	0,3-10	2-18
Водяна пара	3,0-5,5	0,5-9,0
СО	0,5-12	0,005-0,4
NO <sub>x</sub>	0,01-0,8	0,004-0,5
C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	0,2-3,0	0,009-0,3
Альдегіди	до 0,2	0,001-0,009
Сажа, г/м <sup>3</sup>	до 0,004	0,01-1,1
Бенз-α-пірен, мкм/м <sup>3</sup>	до 25	до 10
Оксиди сірки	до 0,008	0,002-0,2
Оксиди свинцю	до 0,02	0,002-0,2
СО <sub>2</sub>	5-12	1-12

Таблиця 4.2

Граничний вміст шкідливих речовин у ВГ бензинових двигунів і дизелів

Назва речовин	Бензинові	Дизелі
Оксид вуглецю (СО), %	10	0,3
Вуглеводні (C <sub>m</sub> H <sub>n</sub> ), %	2	0,5
Оксиди азоту(NO <sub>x</sub> ), %	0,6	0,2
Альдегіди (RCHO), %	0,2	0,05
Двоокис сірки (SO <sub>2</sub> ), мг/м <sup>3</sup>	0,003	0,015
Сажа (С), мг/м <sup>3</sup>	100	2000
Сполуки свинцю (PbO <sub>4</sub> ), мг/м <sup>3</sup>	60	-
Канцерогени (бенз(α)пірен), мг/м <sup>3</sup>	25	10

## ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота 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 4Ч10,5/13 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 запроєктованого 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 згорання 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.

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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

В графічній частині кваліфікаційної роботи розроблене складальне креслення з'єднувальної муфти, робоче креслення маховика. Конструкція муфти з'єднувальної та її основних деталей показані на листах Додатків В, Г, графічної частини роботи.

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 охолодження водою; 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.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

## ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. «Справочник по муфтам». Л.: Машиностроение, ЛО, 1973.
3. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
4. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
5. Васильев Ю.Н. Новые конструкции судовых дизелей. «Судостроение». Ленинград 1972.
6. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
7. Дизели. Справочник под ред. В.А.Ваншейдта., Машиностроение., Л.,1977
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2015р.
9. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие, «Машиностроение» М, 1966
10. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. «Высшая школа» М., 1991
11. П.А.Истомин. Крутильные колебания в судовых ДВС. «Судостроеник», Л., 1968г.
12. В.П.Терских. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т.1...4, Приложение. «Судостроение», Л., 1969г.
13. П.А.Истомин. Динамика судовых ДВС. «Судостроение», Л., 1985г. 287с.
14. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

15. Хандов З.А., Браславский М.Н. «Судовые среднеоборотные дизели». М.: «Машиностроение», 1984.
16. Юдин Е.М. «Охрана труда в машиностроении».
17. Дизели 4Ч10,5/13 и 6Ч10,5/13 «Описание и инструкция по обслуживанию» Машгиз. Москва 1962 Киев.

					ПННІ НУК 142.44.23.21 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

