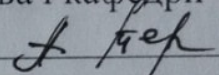


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально - науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

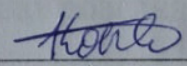

«05» 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

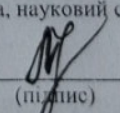
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення експлуатаційної надійності колінчастого валу для
дизельного двигуна потужністю 590 кВт. Прототип – 6ЧН 25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-22

 **Корня С.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
 **Грабовенко О. І.**
(підпис)

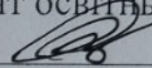
Первомайськ - 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 12 » 01 2026 р.

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

Студенту Корня Сергію Валерійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення експлуатаційної надійності колінчастого валу дизельного двигуна потужністю 590 кВт. Прототип – 6ЧН25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 5.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2026 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ЧН25/34, номінальною потужністю 540 кВт.

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

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

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції шестерні колінчастого валу

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Дизель 6ЧН25/34 (СК). 2. Колінчастий вал (СК), 3. Шестерня (СК), 4. Деталі шестерні (РК), 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,

Консультанти розділів роботи

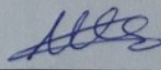
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

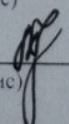
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	24.01.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.02.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.02.2026	
4.	Проектування колінчастого валу	05.03.2026	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.03.2026	
6.	Розробка креслення двигуна	28.03.2026	
7.	Розробка складального креслення колінчастого валу	16.04.2026	
8.	Розробка складального креслення шестерні	25.04.2026	
9.	Розробка робочих креслень деталей шестерні	02.05.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	10.05.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Корня С.В.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка конструкції шестерні колінчастого валу дизельного двигуна потужністю 590 кВт для приводу електричного генератора змінного струму. Шестерня приводу механізму розподільного виконана складеної конструкції, що дає можливість замінювати її при неполадках або зношенні без розборки двигуна з вийманням колінчастого валу. За базовий двигун був обраний дизельний двигун з наддувом 6ЧН25/34, потужність якого складає $P=540$ кВт при числі обертів колінчастого валу $n = 500 \text{ хв}^{-1}$. Для підвищення потужності проектного двигуна до $P = 590$ кВт збільшена частота обертання колінчастого валу до $n = 600 \text{ хв}^{-1}$.

В першому розділі кваліфікаційної роботи приведений детальний опис конструкції двигуна-прототипу дизеля 6ЧН25/34 та розроблене його креслення (Додаток 1).

В другому розділі роботи виконані розрахунки робочого циклу дизельного двигуна, побудована індикаторна діаграма і діаграми сил, що діють в КШМ двигуна, які показані на листі графічної частини роботи (Додаток 5).

В третьому розділі роботи виконаний аналіз конструкцій колінчастих валів та проведене проектування колінчастого валу з шестернею складеної конструкції з розробкою робочих креслень деталей шестерні. Графічні розробки по розділу 3 оформлені на листах Додатків 2,3,4.

Також в цьому розділі виконаний перевірочний розрахунок міцності шатунного болта при підвищеній частоті обертання колінчастого валу.

В четвертому розділі кваліфікаційної роботи розроблені заходи по охороні праці та захисту навколишнього середовища.

Ключові слова: колінчастий вал, шестерня, робочий цикл, діаграми сил, шатунний болт, охорона праці.

Annotation

The task of qualification work is to develop a design of a gear of a crankshaft of a diesel engine with a capacity of 590 kW to drive an electrical alternator. The gear of the mechanism of the distribution shaft mechanism is made of a folded structure, which makes it possible to replace it with problems or worn without the engine's removal with the removal of the crankshaft. The baseline was selected by a diesel engine with a substrate 6CHN25/34, the capacity of which is $P = 530 \text{ kW}$ in the turns of the crankshaft $n = 500 \text{ min}^{-1}$. To increase the power of the projected engine to $P = 590 \text{ kW}$, the frequency of rotation of the crankshaft to $n = 600 \text{ min}^{-1}$ is increased.

In the first section of the project, a detailed description of the design of the prototype of diesel 6CHN25/34 and developed its drawing (Annex 1)

In the second section of the project, calculations of the diesel engine operating cycle are made, the indicator diagram and the diagrams operating in the engine KSHM, which are shown on the sheet of graphic part of the work (Annex 5).

In the third section of the work, the design of crank shafts is performed and the design of a crankshaft with a gear of a composite design with the development of working drawing parts gears is performed. Graphic developments by section 3 are decorated on applications 2,3,4.

Also, in this section, a provisional calculation of the strength of the connecting bolt is performed at an increased frequency of rotation of the crankshaft.

In the fourth section of the thesis developed measures for safety and environmental protection.

Keywords: crankshaft, gear, working cycle, calibration diagrams, tutton bolt, labor protection.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ 6ЧН25/34	10
 РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	14
2.2 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	21
2.3 Розрахунок теплового балансу.....	25
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	30
 РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШЕСТЕРНІ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	
3.1 Аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ.....	34
3.2 Опис конструкції запроектованого валу із шестернею складеної конструкції.....	41
 РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	43
4.2 Захист навколишнього середовища.....	46
ВИСНОВКИ	50
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	53
 ДОДАТКИ	
Додаток 1 Дизель 6ЧН25/34 (Поперечний переріз), А1.....	55
Додаток 2 Вал колінчастий СК, А1.....	56
Додаток 3 Шестерня, СК, А1.....	57
Додаток 4 Робочі креслення деталей шестерні, РК, А1	58
Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	59

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. Мінімальна 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.
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.

Запроекований дизельний двигун призначений для приводу електрогенератора і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором.

Об'єктом дослідження бакалаврської роботи є колінчастий вал дизельного ДВЗ потужністю 590 кВт.

Предметом дослідження є конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на надійність роботи колінчастого валу дизельного двигуна.

Метою роботи є забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 6ЧН25/34 із забезпеченням його ремонтпридатності за рахунок застосування колінчастого валу із шестернею приводу розподільного валу складеної конструкції, яка може бути легко замінена на нову у випадку її руйнування або ж зношування без розбору дизеля з підніманням колінчастого валу, як це робиться в дизелі – прототипі.

Практичне значення отриманих результатів полягає у можливості використання запропонованих конструктивних рішень для забезпечення ремонтпридатності дизельного двигуна 6ГЧН25/34, зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт.

Таким чином, тема бакалаврської роботи є актуальною та має важливе значення для підвищення ефективності, ремонтпридатності роботи стаціонарних та суднових дизельних двигунів в сучасних енергетичних установках.

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН25/34

Дизель 6ЧН25/34 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Дизель складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря, водяні і масляні насоси, фільтр-глушник.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщенні кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщенні: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, паливні насоси високого тиску, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі палива.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в сорочковий простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

1.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів.

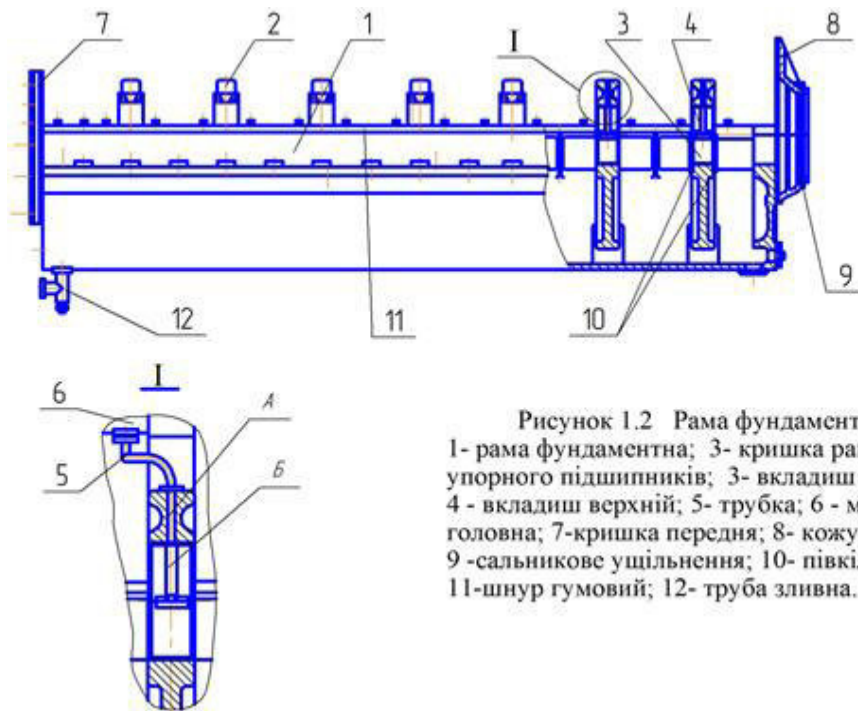


Рисунок 1.2 Рама фундаментна
 1- рама фундаментна; 3- кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7-кришка передня; 8- кожух; 9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11-шнур гумовий; 12- труба зливна.

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого вала.

Дизель 6ЧН 25/34 має вісім рамових підшипників. передостанній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

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

Із сторони вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчатого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В днищі фундаментної рами по краях є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осьового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

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

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкільа масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

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

1.2.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має вісім рамових і шість шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

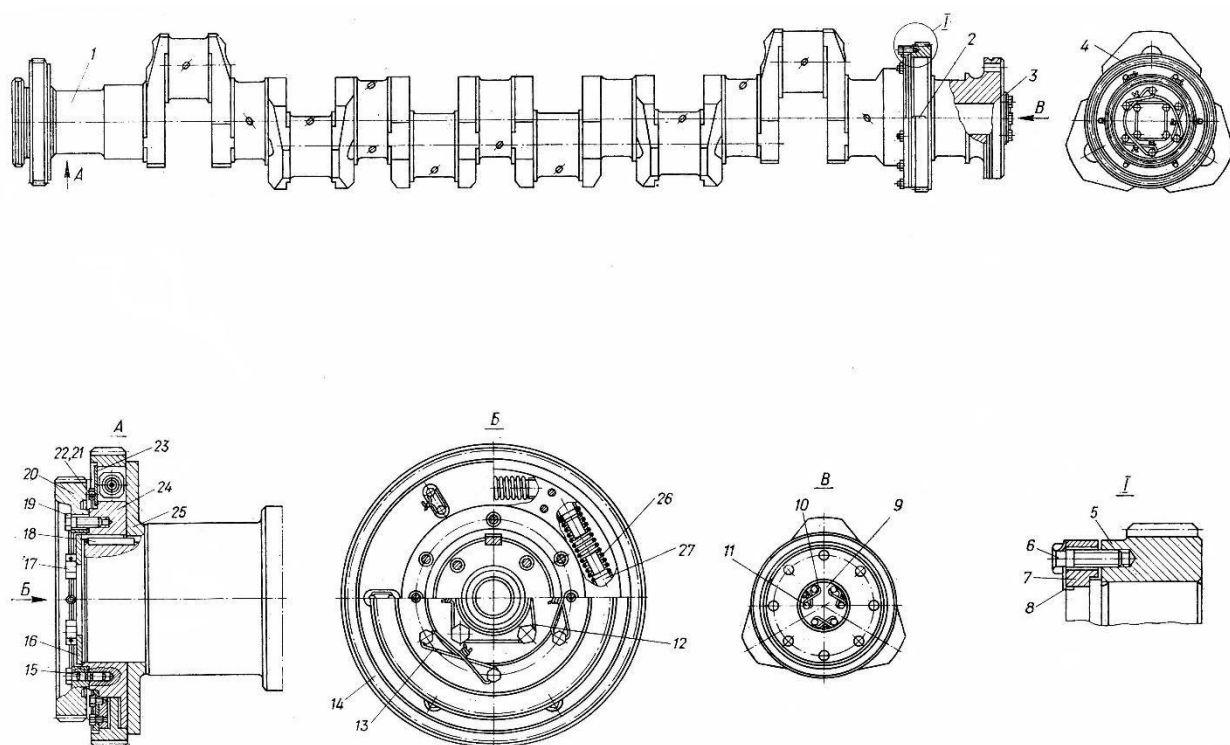


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом $\varnothing 10$; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Розрахунок робочого процесу двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 590 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,128 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,1$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101 \text{ МПа}$
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	$P_r = 0,120 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$
Паливо:	
Пальне – дизельне пальне	
Середній елементарний склад палива	
$C = 0,87$ $H = 0,126$ $O = 0$ $S = 0$	
Нижча теплота згорання палива	
$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(O - S)$	$Q_H = 41743 \text{ кДж/кг}$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) =$$

$$L_0 = 0,4946 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95 L_0$$

$$l_0 = 14,32 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 1,0388 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = C/12$

$$M_{\text{CO}_2} = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$$

водяної пари H_2O :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \quad \text{кмоль} / \text{кг}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,063 \text{ кмоль/кг}$$

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \quad \text{кмоль} / \text{кг}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,1143 \text{ кмоль/кг}$$

азоту N_2 :

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \quad \text{кмоль} / \text{кг}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,8206 \text{ кмоль/кг}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \quad \text{кмоль} / \text{кг}$$

$$M_2 = 1,0704 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ K}$$

$$T_B = 391,0 \text{ K}$$

Тиск в кінці впуску. $P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g$

$$P_d = 0,201 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

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

$$\gamma_r = 0,037$$

де $\Delta T_1 = (30 - 120)^\circ$ ступінь охолодження повітря

$$\Delta T_1 = 90 \text{ K}$$

Температура в кінці впуску.

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

$$T_d = 326,6 \text{ K}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_g - \Delta T_1}{T_d(1 + \gamma_r)} \quad \varphi_n = 0,889$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_g \times 10^6}{R_{II} \times (T_g - \Delta T_1)}, \text{кг/м}^3 \quad \rho_n = 2,52 \text{ кг/м}^3$$

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 $n = 350 \dots 750 \text{ хв-1}$

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{МПа} \quad p_c = 6,38 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{К} \quad T_c = 831,6 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{К)} \quad mC_{v'} = 22,07 \text{ Дж/(Кмоль)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} \quad \beta_0 = 1,030$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1,029$$

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

Після підстановки одержимого рівняння.

де: $mC v'' = a + b \times T_Z$

a = 23,13 КДж/моль
b = 0,0018

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''_p = mCv'' + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

a = 31,44 КДж/кмоль · К
b = 0,0018

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа} \quad p_{\max} = 10,21 \text{ МПа}$$

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 = 32,36
C = 62120,7

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, K \quad 17$$

$$T_Z = 1747,5 \text{ K}$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c} \quad \rho = 1,35$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9,25$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} \quad n_2 = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\delta} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} \quad p_{\delta} = 0,61 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\delta} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} \quad T_{\delta} = 973 \text{ K}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad p'_{mi} = 1,423 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} \quad p_{mi} = 1,352 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\delta} \times \varphi_H \times 10^{-3}} \quad \eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)} \quad b_i = 0,199 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{\text{пр}} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30}$$

$$V_{\text{п.ср.}} = 6,80 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

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

$$p_M = 0,190 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_M, \text{ МПа}$$

$$p_{me} = 1,162 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_e = 0,231 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 134,0 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 99,8 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,6 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{\text{пр}} = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{\text{пр}} = 340 \text{ мм}$$

Відношення $m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}}$

$$m = 1,36$$

Діаметр циліндра. $D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм}$

$$D = 249,5 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D$$

$$S = 339,4 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,1 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

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

$$P_{ep} = 589,0 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

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

$$P_{esp} = 589,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

на:

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

$$\Delta P_e = 0,3\%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей
отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

$$\Delta P_e \text{ менше } 5\%,$$

2.2 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.2 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,39
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	6,74
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,375
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,78
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,247
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,28
8.Ступінь наступного розширення	δ	-	9,75
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (1)$$

де p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{roz} = P_{max} \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 10,781,28^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 14,39 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2)$$

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

Таблиця 2.3 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	6,74	134,8	10,78	215,6
1,26	4,93	98,7	10,78	215,6
1,75	3,17	63,3	7,15	143,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,22	4,5	0,61	12,2

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН25/34

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;

r' - точка початку відкриття впускного клапану;

r'' - точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапану;

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

z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,205$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 6,74$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 10,78$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2$, мм
c , до ВМТ	20	0,0747	8,0
f , до ВМТ	10	0,0189	2,1
b , після ВМТ	130	1,7147	188,8
r' , до ВМТ	70	0,7664	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,04292	49,4
d , до ВМТ	150	1,8966	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,205/0,05 = 4,1$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c'1,2} = \lambda \cdot p_c = 1,2 \cdot 6,74 = 8,09$ МПа; $p_{c''}/m_p = 8,09/0,05 = 161,8$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{max} = 10,78$ МПа.

$$p_{zd}/m_p = 10,78/0,05 = 215,6 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,246 / 2 = 20,9 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 340/230 = 1,48 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,478 = 14,1 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 5. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.5 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна.

1. Вихідні дані

ефективна потужність:	$P_e =$	590 кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	600 хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$z =$	4
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H =$	41743 кДж/кг
годинна витрата пального:	$B_r =$	134,00 кг/год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	1,039 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	1,074 кмоль/кг
температура залишкових газів	$T_r =$	750 К
температура на початку стиску	$T_d =$	326,6 К
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	2,1

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$$Q_{II} = 1553,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.2. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 590 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 38,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_{II} \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 574,9 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q_c) / Q_c \cdot 100\%$$

$$\Delta = 2,6 \%$$

2.3. Теплоота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_c = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09 - 0,18 \quad 0,11$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01 - 0,07 \quad 0,03$$

$$Q_w = 217,53 \text{ кВт}$$

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

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,80 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 120,00 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,01668 \text{ м}^3$$

$$P_n = 36,03 \text{ кВт}$$

Теплоота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{т.п.} = P_n$$

$$Q_{т.п.} = 36,03 \text{ кВт}$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{Г.П.}$$

$$Q'_B = 253,56 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

K = 1,2 - 1,5 - коефіцієнт запасу.

$$K = 1,3$$

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

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

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

$$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$$

$$V_B = 0,00983 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$$

$$P_{\text{в.н.}} = 1,75 \text{ кВт}$$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1,75 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_W + Q_{Г.П.} + Q_{\text{в.н.}}$$

$$Q_{\text{в}} = 255,31 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\text{в}} = 16,43 \%$$

2.4. Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

$m C_p'' = 31,08$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

$m C_p = 29,09$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$t_r = 477$ - температура залишкових газів.

$$t_d = T_d - 273^0$$

$t_d = 53,6$ - температура на початку стиску.

$$Q_{\Gamma} = 532,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 34,3 \%$$

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

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

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

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

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0819$$

тоді

$$Q_{MD} = 127,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 89,5 \text{ кВт}$$

2.5.2 Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

$\kappa = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $\kappa = 1,4$

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,00831 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 400000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_m = 0,65$$

$$P_{M.H.} = 5,11 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{M2} = P_{MH}$

$$Q_{M2} = 5,11 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 94,59 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 6,09 \%$$

2.6. Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_c + Q_{\text{в}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 81,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,2 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.6

Таблиця 2.6 Тепловий баланс дизеля 6ЧН25/34

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	590,0	38,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	255,3	16,4
теплота, яка виноситься випускними газами	532,4	34,3
теплота, яка відводиться маслом	94,6	6,1
невраховані теплові втрати	81,5	5,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1553,8	100,0

2.4 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 25/34.

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 на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_r = p_c \pi D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотньо- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

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

$$F_N = F_d \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

а) діаметр поршня

$$D = 0,25 \text{ м}$$

- б) частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ $h_{\max} = 216,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 10,8 \text{ МПа}$
- д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
- э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 75,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу $R = 0,17 \text{ м}$
- л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 600 / 30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{r}	F_{k}	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{r}	F_{k}
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,4	10,79	-63,16	-52,36	0,00	-52,36	0,00	4,4	-25,7	-21,3	0,0	-21,3	0,0
15	4,4	10,79	-59,76	-48,96	-3,12	-46,49	-15,69	4,4	-24,4	-20,0	-1,3	-19,0	-6,4
30	4,4	10,79	-50,13	-39,34	-4,88	-31,63	-23,89	4,4	-20,4	-16,0	-2,0	-12,9	-9,7
45	4,4	10,79	-35,84	-25,05	-4,42	-14,58	-20,84	4,4	-14,6	-10,2	-1,8	-5,9	-8,5
60	4,4	10,79	-19,11	-8,31	-1,81	-2,59	-8,11	4,4	-7,8	-3,4	-0,7	-1,1	-3,3
75	4,4	10,79	-2,32	8,47	2,07	0,19	8,72	4,4	-0,9	3,5	0,8	0,1	3,6
90	4,4	10,79	12,47	23,26	5,90	-5,90	23,26	4,4	5,1	9,5	2,4	-2,4	9,5
105	4,4	10,79	23,92	34,71	8,49	-17,19	31,33	4,4	9,7	14,1	3,5	-7,0	12,8
120	4,4	10,79	31,58	42,37	9,24	-29,19	32,08	4,4	12,9	17,3	3,8	-11,9	13,1
135	4,4	10,79	35,84	46,63	8,24	-38,80	27,15	4,4	14,6	19,0	3,4	-15,8	11,1
150	4,4	10,79	37,66	48,45	6,01	-44,97	19,03	4,4	15,4	19,8	2,4	-18,3	7,8
165	4,4	10,79	38,16	48,95	3,12	-48,09	9,65	4,4	15,6	20,0	1,3	-19,6	3,9
180	4,4	10,79	38,22	49,01	0,00	-49,01	0,00	4,4	15,6	20,0	0,0	-20,0	0,0
195	4,4	10,79	38,16	48,95	-3,12	-48,09	-9,65	4,4	15,6	20,0	-1,3	-19,6	-3,9
210	4,7	11,53	37,66	49,19	-6,10	-45,65	-19,32	4,7	15,4	20,1	-2,5	-18,6	-7,9
225	5,2	12,76	35,84	48,60	-8,58	-40,43	-28,29	5,2	14,6	19,8	-3,5	-16,5	-11,5
240	6,0	14,72	31,58	46,30	-10,09	-31,89	-35,05	6,0	12,9	18,9	-4,1	-13,0	-14,3
255	7,1	17,42	23,92	41,33	-10,11	-20,46	-37,31	7,1	9,7	16,8	-4,1	-8,3	-15,2
270	8,9	21,83	12,47	34,30	-8,71	-8,71	-34,30	8,9	5,1	14,0	-3,5	-3,5	-14,0
285	12,1	29,68	-2,32	27,36	-6,69	0,62	-28,16	12,1	-0,9	11,2	-2,7	0,3	-11,5
300	18,0	44,16	-19,11	25,05	-5,46	7,79	-24,42	18,0	-7,8	10,2	-2,2	3,2	-10,0
315	30,0	73,59	-35,84	37,75	-6,67	21,98	-31,41	30,0	-14,6	15,4	-2,7	9,0	-12,8
330	54,5	133,70	-50,13	83,57	-10,36	67,19	-50,75	54,5	-20,4	34,1	-4,2	27,4	-20,7
345	108,0	264,94	-59,76	205,18	-13,09	194,80	-65,75	108,0	-24,4	83,6	-5,3	79,4	-26,8
360	161,8	396,92	-63,16	333,76	0,00	333,76	0,00	161,8	-25,7	136,1	0,0	136,1	0,0
375	207,0	507,80	-59,76	448,04	28,58	425,37	143,57	207,0	-24,4	182,6	11,7	173,4	58,5
390	124,0	304,19	-50,13	254,06	31,49	204,28	154,30	124,0	-20,4	103,6	12,8	83,3	62,9
405	71,4	175,15	-35,84	139,31	24,61	81,11	115,91	71,4	-14,6	56,8	10,0	33,1	47,2
420	45,0	110,39	-19,11	91,28	19,90	28,40	89,00	45,0	-7,8	37,2	8,1	11,6	36,3
435	31,1	76,29	-2,32	73,97	18,10	1,67	76,13	31,1	-0,9	30,2	7,4	0,7	31,0
450	23,4	57,40	12,47	69,87	17,73	-17,73	69,87	23,4	5,1	28,5	7,2	-7,2	28,5
465	18,8	46,12	23,92	70,04	17,13	-34,68	63,22	18,8	9,7	28,5	7,0	-14,1	25,8
480	16,0	39,25	31,58	70,83	15,44	-48,79	53,62	16,0	12,9	28,9	6,3	-19,9	21,9
495	12,6	30,91	35,84	66,75	11,79	-55,54	38,86	12,6	14,6	27,2	4,8	-22,6	15,8
510	10,5	25,76	37,66	63,42	7,86	-58,85	24,90	10,5	15,4	25,9	3,2	-24,0	10,2
525	9,2	22,57	38,16	60,73	3,87	-59,66	11,98	9,2	15,6	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	38,22	55,14	0,00	-55,14	0,00	6,9	15,6	22,5	0,0	-22,5	0,0
555	5,5	13,49	38,16	51,65	-3,30	-50,75	-10,19	5,5	15,6	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	4,2	10,30	37,66	47,96	-5,94	-44,51	-18,83	4,2	15,4	19,6	-2,4	-18,1	-7,7

продовження таблиці 2.4

585	4,1	10,06	35,84	45,90	-8,11	-38,19	-26,72	4,1	14,6	18,7	-3,3	-15,6	-10,9
600	4,1	10,06	31,58	41,64	-9,08	-28,68	-31,52	4,1	12,9	17,0	-3,7	-11,7	-12,8
615	4,1	10,06	23,92	33,97	-8,31	-16,82	-30,67	4,1	9,7	13,8	-3,4	-6,9	-12,5
630	4,1	10,06	12,47	22,53	-5,72	-5,72	-22,53	4,1	5,1	9,2	-2,3	-2,3	-9,2
645	3,2	7,85	-2,32	5,53	-1,35	0,12	-5,69	3,2	-0,9	2,3	-0,6	0,1	-2,3
660	4,1	10,06	-19,11	-9,05	1,97	-2,82	8,83	4,1	-7,8	-3,7	0,8	-1,1	3,6
675	4,1	10,06	-35,84	-25,78	4,55	-15,01	21,45	4,1	-14,6	-10,5	1,9	-6,1	8,7
690	4,1	10,06	-50,13	-40,07	4,97	-32,22	24,34	4,1	-20,4	-16,3	2,0	-13,1	9,9
705	4,1	10,06	-59,76	-49,70	3,17	-47,19	15,93	4,1	-24,4	-20,3	1,3	-19,2	6,5
720	4,1	10,06	-63,16	-53,10	0,00	-53,10	0,00	4,1	-25,7	-21,6	0,0	-21,6	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ШЕСТЕРНІ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

3.1 Аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ

Колінчастий вал є однією з ключових деталей двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), що забезпечує перетворення зворотно-поступального руху поршнів у обертальний рух, який передається на привід різного обладнання (електрогенератори, насоси компресори, гребний гвинт і таке інше). Від конструкції, матеріалу та якості виготовлення колінчастого вала безпосередньо залежить надійність, довговічність та ефективність роботи двигуна.

Основні функції колінчастого вала: перетворення руху поршня у крутний момент, передача енергії на маховик і приводне обладнання, забезпечення рівномірності роботи двигуна, балансування інерційних сил.

Конструкція колінчастого вала повинна витримувати значні механічні навантаження, включаючи: змінні крутні моменти, вигинальні навантаження, ударні навантаження, вібрації та резонансні явища.

3.1.1. Основні елементи конструкції колінчастого вала

Колінчастий вал складається з ряду конструктивних елементів:

- Корінні шийки служать для опори вала в підшипниках фундаментної рами або блоку циліндрів. Вони визначають положення вала в двигуні та сприймають основні радіальні навантаження.
- Шатунні шийки з'єднуються з шатунами і забезпечують перетворення руху поршнів, їх кількість відповідає кількості циліндрів.

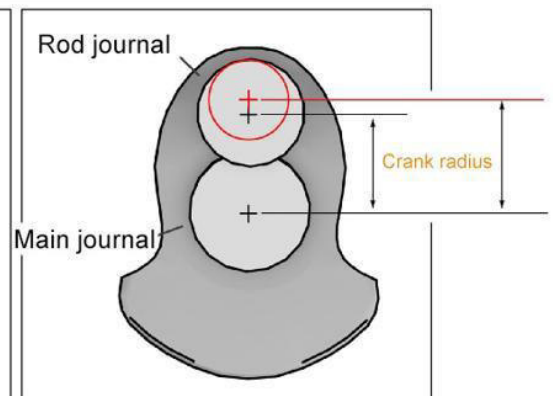
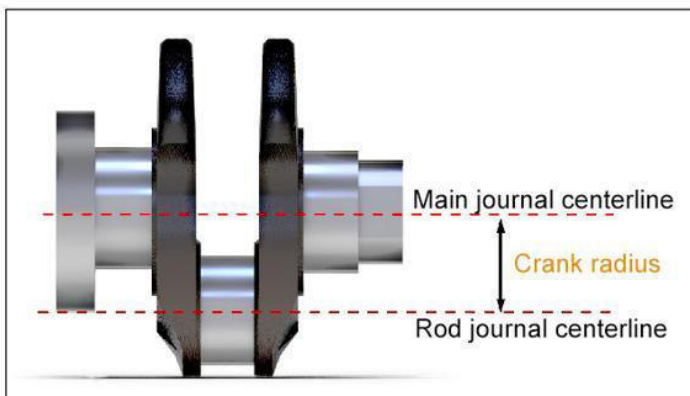
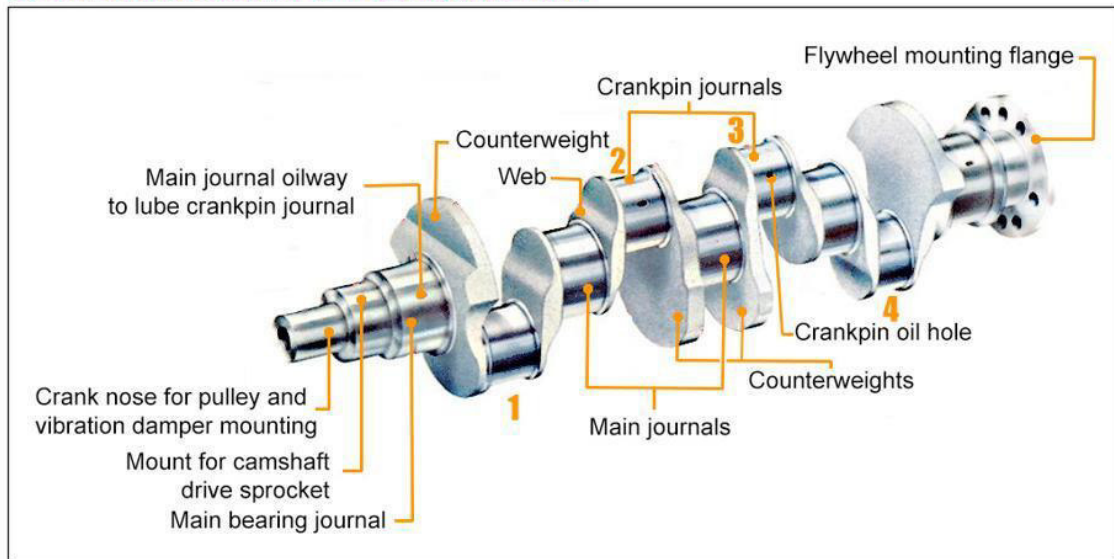
Будова кривошипно-шатунного механізму



Колінчастий вал:

- 1 — храповик;
- 2 — шків;
- 3 — оливовідбивна тарель;
- 4 — шестірня;
- 5 — носок;
- 6, 8 — упорні шайби;
- 7, 10 — відповідно корінні й шатунні шийки;
- 9 — протизаги;
- 11 — оливоскидальний гребінь;
- 12 — фланець;
- 13 — оливовідвідна канавка;
- 14 — канал для відведення мастила;
- 15 — установочні мітки;
- 16 — зубчастий вінець

CRANKSHAFT DIAGRAM



- Щоки (кривошипи) з'єднують корінні та шатунні шийки, вони визначають радіус кривошипа (хід поршня).
- Противаги застосовуються для балансування мас та зменшення вібрацій. Особливо важливі для багатоциліндрових і високошвидкісних двигунів.
- Канали для подачі мастила до пар тертя. Внутрішні канали в елементах колінчастого валу забезпечують підведення масла до шийок, що значно зменшує знос і тертя.

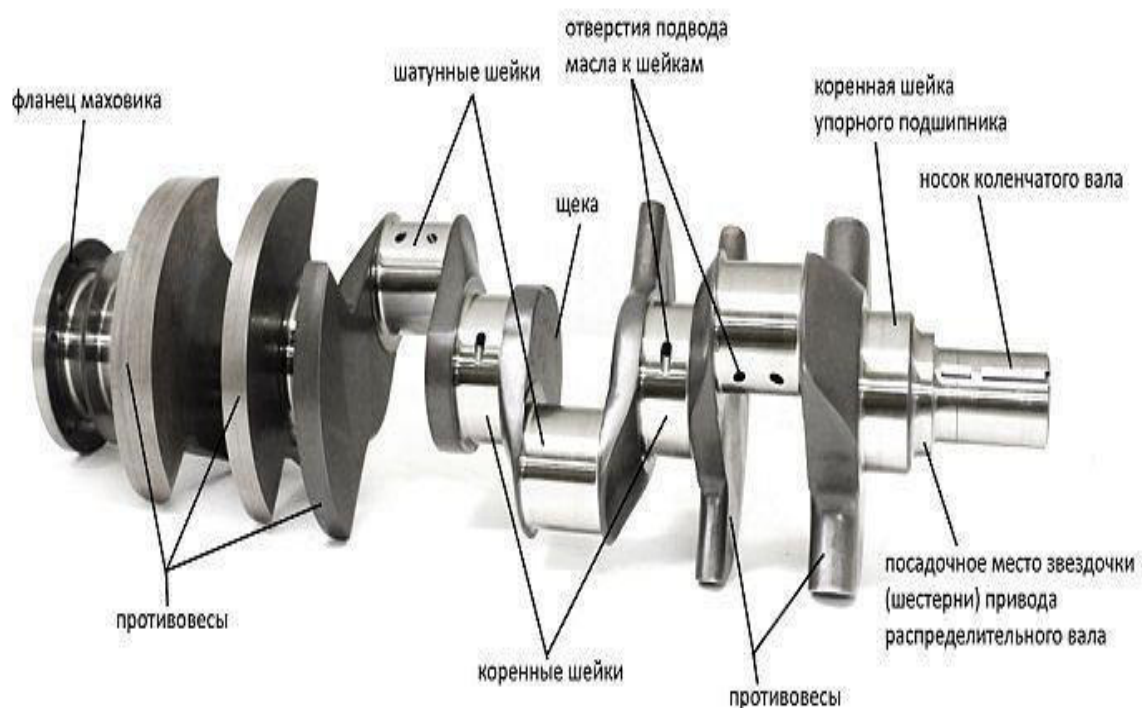
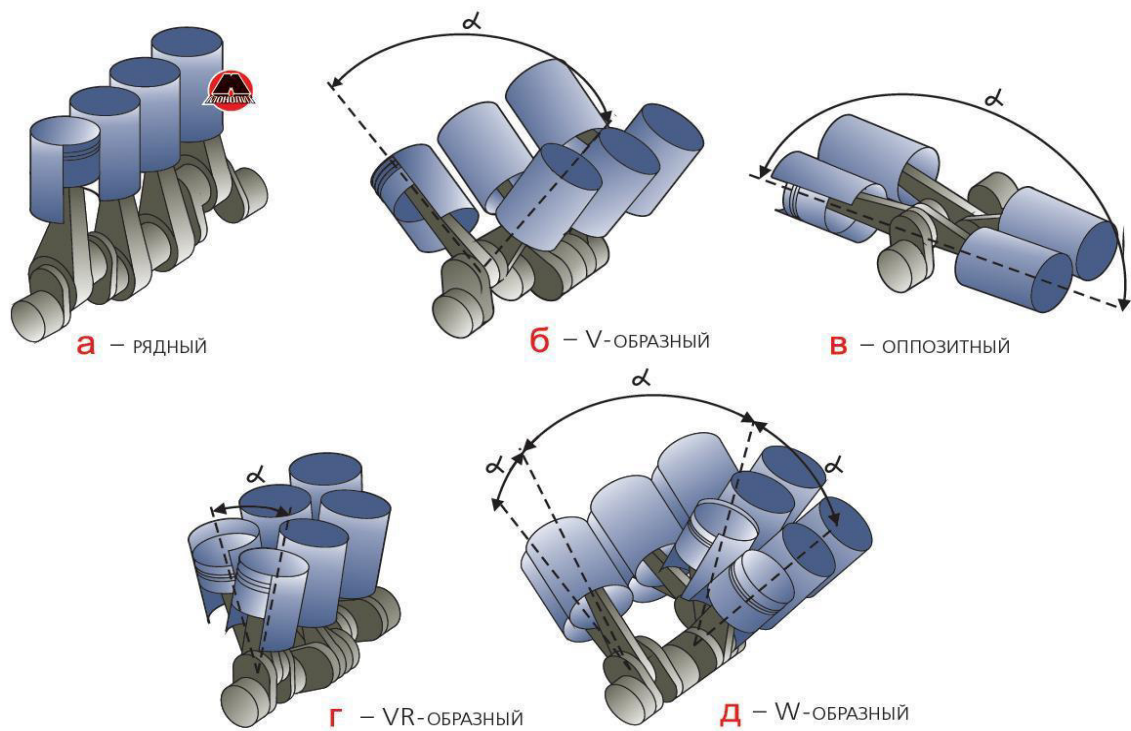
3.1.2 Класифікація колінчастих валів

Колінчасті вали класифікують за різними ознаками:

- За способом виготовлення:
 - Ковані — виготовляються методом гарячого кування; мають високу міцність і застосовуються у більшості двигунів.
 - Литі — виготовляються із високоміцного чавуну; дешевші, але менш міцні.
 - Збірні — складаються з окремих елементів; застосовуються рідше (наприклад, у головних суднових двигунах).
- За конструкцією:
 - цільні (монолітні) — найбільш поширені;
 - розбірні — використовуються у головних суднових двигунах великої потужності.
- За кількістю опор:
 - з повною опорою (кожна шатунна шийка має дві корінні опори);
 - з неповною опорою (менша кількість підшипників).

3.1.3 Конструктивні особливості колінчастих валів різних типів двигунів

- Рядні двигуни мають просту конструкцію колінчастого вала. Вали добре збалансовані при 4 або 6 циліндрах.



- У V-подібних двигунів колінчасті вали складніші, мають спільні шатунні шийки для двох циліндрів. Потребують точного балансування.

- Оппозитні двигуни мають специфічну симетричну конструкцію, що забезпечує низький рівень вібрацій.

3.1.4 Матеріали та технології виготовлення колінчастих валів

Для виготовлення колінчастих валів застосовують:

- леговані сталі (40Х, 45, 38ХНЗМА);
- високоміцний чавун.

Основні технології, що застосовуються при виготовленні колінчастих валів: гаряче штампування, лиття у форми, механічна обробка, термообробка, (гартування, нормалізація), азотування або цементація, шліфування шийок. Зміцнення поверхні шийок дозволяє підвищити зносостійкість, зменшити ризик втомного руйнування, збільшити ресурс двигуна до переборки та капітального ремонту.

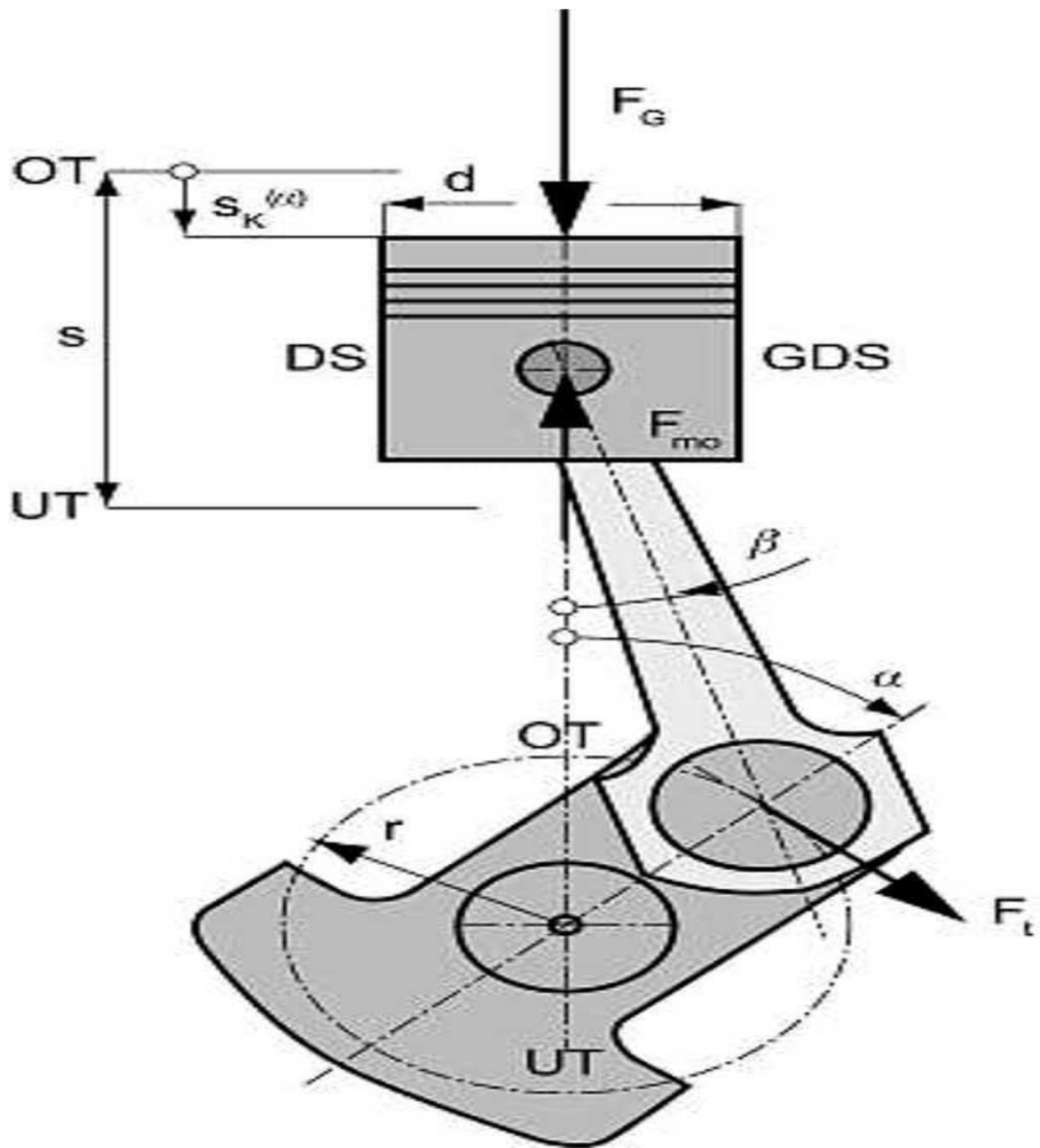
3.1.5 Навантаження та умови роботи колінчастого валу

Колінчастий вал працює в складних умовах.

Основні види навантажень: крутіння рамових та шатунних шийок, вигин шийок та щоків, змінні циклічні навантаження всіх елементів колінчастого валу, інерційні сили від мас деталей кривошипно-шатунного механізму та невіднованих мас елементів колінчастого валу

- Втомна міцність. Найбільш небезпечним є втомне руйнування, яке виникає в місцях концентрації напружень (галтелі рамових та шатунних шийок і канави для підведення мастила).

- Знос робочих поверхонь рамових та шатунних шийок. Основні причини: недостатнє змащення, забруднення масла продуктами зношування пар тертя, перевантаження двигуна.



3.1.6 Балансування колінчастого вала

Балансування є критично важливим для зменшення вібрацій, підвищення ресурсу, зниження механічного шуму. Розрізняють статичне балансування, динамічне балансування. Противаги на щоках колінчастого валу підбираються таким чином, щоб компенсувати маси шатунно-поршневої групи.

3.1.7 Основні типові дефекти колінчастих валів та способи їх усунення: знос робочих поверхонь шийок рамових і шатунних, тріщини в шийках та щоках, овальність і конусність шийок, натіри та задирки робочих поверхонь шийок.

Методи ремонту колінчастих валів: шліфування шийок рамових та шатунних під ремонтний розмір, наплавлення для відновлення номінальних розмірів шийок, полірування, заміна колінчастого валу при неможливості його відновлення. Контроль стану елементів колінчастого валу здійснюється за допомогою мікрометрії, дефектоскопії кольорової, магнітної, ультразвукової, вимірювання радіального та торцевого биття робочих поверхонь відносно осі колінчастого валу.

3.1.8 Сучасні тенденції розвитку та вдосконалення конструкцій колінчастих валів: зменшення маси колінчастих валів, підвищення точності балансування, застосування нових матеріалів, використання комп'ютерного моделювання, підвищення екологічності та енергоефективності двигунів. Особливу увагу приділяють колінчастим валам для газових двигунів, когенераційних установок, високоефективних турбованих двигунів.

Колінчастий вал є складним і відповідальним елементом двигуна внутрішнього згоряння. Його конструкція визначається типом двигуна, умовами експлуатації та вимогами до ресурсу і ефективності. Аналіз сучасних конструкцій показує тенденцію до підвищення міцності, зниження маси та покращення балансування. Правильний вибір матеріалу, технології виготовлення та конструктивних параметрів дозволяє забезпечити надійну і довговічну роботу двигуна.

3.2 Опис конструкції колінчастого валу із шестернею складеної конструкції

Колінчастий вал 2 (рис.3.4) запроектованого дизеля 6ЧН25/34 виготовлений із сталі, суцільно кований, має вісім рамових та шість шатунних шийок, при цьому передостання рамова шийка, рахуючи від фланця відбору потужності є опорна – упорною. Кривошипи колінчастого валу розташовані під кутом 120° по відношенню один до одного. Масло з канавок рамових підшипників поступає до

шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунними, минаючи внутрішні порожнини.

Для викочування вкладишів рамових підшипників із їх постелей використовуються свердлення в рамових шийках.

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні приводу масляного та водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів системи охолодження. Шестерня приводу масляного насосу 3 болтами 11 та штифтами жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 1 приводу водяних насосів, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Від осьового зміщення шестерня утримується диском упорним 4 з одного боку і диском 10 та чотирма болтами 13 з іншої сторони.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала складеної конструкції, що призначена для при приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Шестерня колінчастого валу складається із двох напівшестерень 5, 6, які з'єднані поміж собою зо допомогою болтів 7 та гайок 8. Від відкручування гайки 8 стопоряться шайбами стопорними 17. Від кругового зміщення шестерня утримується шпонкою 14, а від осьового переміщення двома напівкільцями 9, які кріпляться болтами 12 з шайбами стопорними 16. За останньою рамовою шийкою валу є масловідбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

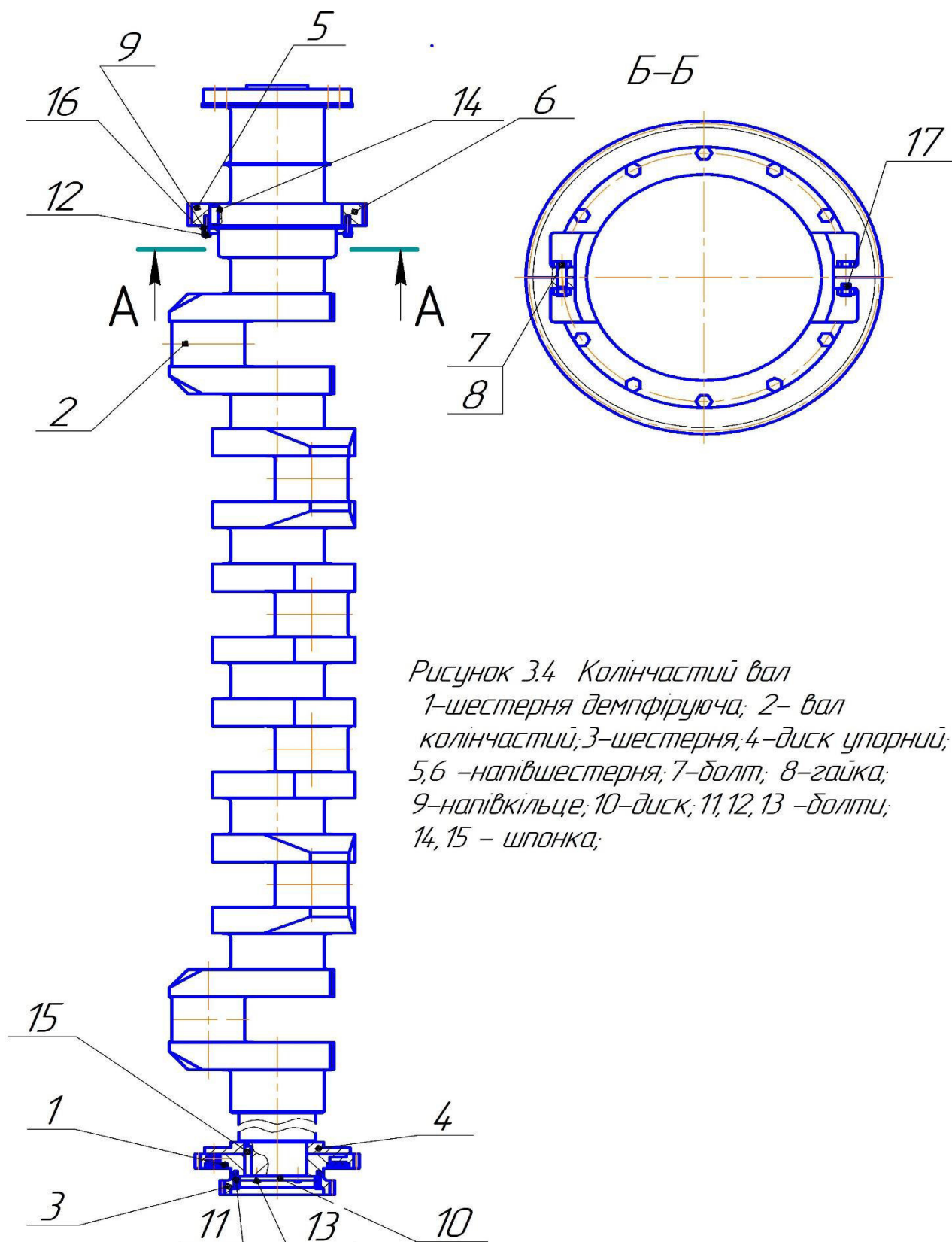


Рисунок 3.4 Колінчастий вал
 1-шестерня демпфіруюча; 2- вал колінчастий; 3-шестерня; 4-диск упорний; 5,6 -напівшестерня; 7-болт; 8-гайка; 9-напівкільце; 10-диск; 11,12,13 -болти; 14,15 - шпонка;

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА .

4.1 Охорона праці при виготовленні, експлуатації та ремонті дизельного двигуна

4.1.1. Загальні положення

Охорона праці є невід'ємною складовою виробничої діяльності та спрямована на збереження життя, здоров'я і працездатності працівників у процесі праці. В умовах сучасного машинобудування та експлуатації енергетичного обладнання особливого значення набуває забезпечення безпечних умов роботи з дизельними двигунами, які широко застосовуються в транспорті, енергетиці та промисловості. Відповідно до чинного законодавства України, зокрема Закону України «Про охорону праці», роботодавець зобов'язаний створити безпечні умови праці, забезпечити працівників засобами індивідуального захисту та організувати навчання з питань безпеки. Сучасний підхід до охорони праці базується на ризик-орієнтованому принципі, який передбачає ідентифікацію небезпек, оцінку ризиків та впровадження заходів щодо їх мінімізації.

4.1.2 Охорона праці при виготовленні дизельних двигунів

Виготовлення дизельних двигунів пов'язане з використанням складного технологічного обладнання (токарні, фрезерні, шліфувальні верстати), що створює низку небезпечних і шкідливих факторів.

Основні небезпечні фактори: механічні травми від рухомих частин обладнання, ураження електричним струмом, підвищені температури при термообробці деталей, виробничий шум і вібрації, пил, аерозолі мастильно-охолоджувальних рідин. Під час механічної обробки металів утворюється дрібнодисперсний пил, який негативно впливає на органи дихання працівників, що потребує використання ефективних систем вентиляції та аспірації.

Основні заходи безпеки: встановлення захисних огорожень та блокувальних пристроїв, заземлення та регулярна перевірка електрообладнання, використання засобів індивідуального захисту (окуляри, рукавиці, спецодяг), автоматизація небезпечних процесів, проведення інструктажів і навчання персоналу.

Сучасні тенденції вимагають впровадження цифрових систем моніторингу виробничого середовища, що дозволяє оперативно контролювати рівень пилу та інших шкідливих факторів.

4.1.3 Охорона праці при експлуатації дизельних двигунів

Експлуатація дизельних двигунів супроводжується впливом шкідливих факторів, що можуть негативно впливати на здоров'я персоналу.

Основні небезпеки: токсичні вихлопні гази (оксиди азоту, чадний газ, сажа), підвищена температура робочих поверхонь, шум (до 100 дБ), вібрації, ризик пожежі та вибуху палива.

Сучасні дизельні двигуни мають вищий коефіцієнт корисної дії (до 40–45%), однак проблема токсичності вихлопних газів залишається актуальною, особливо при експлуатації застарілих агрегатів.

Заходи безпеки: забезпечення ефективної вентиляції (особливо у закритих приміщеннях), застосування шумопоглинаючих матеріалів, регулярний технічний огляд і контроль герметичності паливної системи, заборона експлуатації несправного обладнання, використання засобів індивідуального захисту (навушники, респіратори). Особливу увагу необхідно приділяти запобіганню отруєнню чадним газом, що є однією з основних причин аварій при роботі двигунів у замкнених просторах.

3.1.4 Охорона праці при ремонті дизельних двигунів

Ремонтні роботи є одними з найбільш небезпечних через необхідність розбирання агрегатів, використання інструменту та підйомних механізмів.

Основні небезпеки: падіння важких деталей, травмування при демонтажі вузлів, вплив хімічних речовин (мастила, паливо), використання електроінструменту, можливість пожежі.

Основні вимоги безпеки: застосування підйомно-транспортного обладнання (талі, крани), використання тільки справного інструменту, фіксація деталей під час обробки, проведення робіт у спеціально обладнаних місцях, відключення двигуна від джерел енергії перед ремонтом.

Важливим є також дотримання ергономічних вимог, що дозволяє зменшити фізичне навантаження на працівників і запобігти професійним захворюванням.

4.1.5 Пожежна безпека

Дизельні двигуни працюють із використанням горючих матеріалів, що створює підвищену пожежну небезпеку.

Основні вимоги: зберігання пального у спеціальних ємностях, наявність вогнегасників, заборона використання відкритого вогню, контроль стану електропроводки, наявність плану евакуації. Сучасні нормативні документи у сфері охорони праці регулярно оновлюються, що спрямовано на підвищення рівня безпеки виробництва.

4.1.6 Електробезпека

Електробезпека є важливою складовою при роботі з дизельними установками, особливо при використанні електрообладнання.

Основні заходи: заземлення обладнання, перевірка ізоляції, використання автоматичних захисних пристроїв, допуск до роботи лише кваліфікованого персоналу.

4.1.7 Санітарно-гігієнічні умови праці

Санітарно-гігієнічні вимоги передбачають нормування рівнів шуму і вібрації, забезпечення належного освітлення, вентиляцію і очищення повітря, забезпечення працівників побутовими приміщеннями, Сучасні стандарти охорони праці також

враховують психофізіологічні фактори, що впливають на працездатність працівників.

Охорона праці при виготовленні, експлуатації та ремонті дизельних двигунів є комплексною системою заходів, спрямованих на мінімізацію виробничих ризиків. Впровадження сучасних технологій, автоматизації та систем моніторингу дозволяє значно підвищити рівень безпеки. Дотримання нормативних вимог і регулярне навчання персоналу є ключовими факторами зниження виробничого травматизму.

4.2 Захист навколишнього середовища від негативного впливу роботи дизельного двигуна

Сучасний розвиток енергетики та транспорту супроводжується значним зростанням використання дизельних двигунів, які характеризуються високою економічністю та надійністю. Однак їх експлуатація супроводжується негативним впливом на навколишнє середовище, що проявляється у викидах шкідливих речовин, шумовому та тепловому забрудненні.

Забезпечення екологічної безпеки є одним із пріоритетних завдань сучасної інженерної діяльності. В Україні це регулюється Законом «Про охорону навколишнього природного середовища» та низкою екологічних стандартів, гармонізованих із європейськими нормами.

4.2.2 Основні види негативного впливу дизельних двигунів

- Викиди шкідливих речовин

Основним джерелом забруднення є відпрацьовані гази, які містять: оксиди азоту (NO_x); чадний газ (CO); вуглеводні (HC); тверді частинки (сажа, PM); діоксид вуглецю (CO_2). Оксиди азоту сприяють утворенню смогу та кислотних дощів, а тверді частинки є особливо небезпечними для органів дихання людини. Викиди CO_2 є одним із факторів глобального потепління.

- Шумове забруднення

Дизельні двигуни є джерелом інтенсивного шуму (до 100–110 дБ), що негативно впливає на здоров'я людини та екосистеми, викликаючи стрес та порушення біологічних процесів.

- Вібраційний вплив

Вібрації, що виникають при роботі двигуна, передаються на конструкції та можуть викликати їх передчасне руйнування, а також негативно впливати на організм людини.

- Забруднення ґрунтів і вод в місцях експлуатації ДВЗ

При витоках палива та мастильних матеріалів відбувається забруднення ґрунтів і підземних вод, що може призводити до деградації екосистем.

4.2.3 Методи зменшення шкідливих викидів

- Удосконалення процесу згоряння

Покращення процесу сумішоутворення та згоряння дозволяє зменшити утворення токсичних компонентів. До основних заходів належать підвищення тиску впорскування палива, що покращує розпилювання рідкого палива та краще його згоряння; оптимізація форми камери згоряння, що покращує сумішоутворення в камері згоряння; застосування електронних систем керування, які оптимізують робочі процеси двигунів в різних експлуатаційних умовах їх роботи.

- Системи очищення відпрацьованих газів

Сучасні дизельні двигуни оснащуються системами очищення: каталітичні нейтралізатори – зменшують вміст СО у випускних газах; сажові фільтри (DPF) – затримують тверді частинки палива, що повністю не згоріли; системи селективного каталітичного відновлення (SCR) – знижують викиди NO_x. Застосування таких систем дозволяє відповідати сучасним екологічним стандартам (Euro 5, Euro 6).

- Використання альтернативних палив

З метою зменшення шкідливого впливу застосовуються: біодизель; синтетичне паливо; газодизельні технології. Біодизель знижує викиди CO₂ та твердих частинок, а також є відновлюваним джерелом енергії.

4.2.4 Зменшення шумового та вібраційного впливу

Для зниження аеродинамічного шуму повітря на впуску та випускних газів на випуску застосовуються глушники та резонатори шуму різної конструкції, шумоізоляційні кожухи для двигунів невеликих розмірів і звукоізоляція машинного відділення для потужних стаціонарних та головних суднових дизелів, а також використовуються сучасні матеріали для виготовлення деталей двигунів. Зменшення вібрацій досягається за рахунок балансування рухомих деталей кривошипно-шатунного механізму, застосування демпферів крутильних та осьових коливань колінчастого валу, всановлення двигуна на гумових, метало-гумових чи пружинних амортизаторах.

4.2.5 Запобігання забрудненню ґрунтів і вод в місцях установки двигунів

Основними заходами по запобіганню забрудненню ґрунтів і вод дизельним паливом і мастилом є герметизація паливних систем, використання піддонів для збору мастил, організація систем утилізації відходів, контроль за технічним станом обладнання. Важливим є також правильне поводження з відпрацьованими мастилами, які повинні передаватися на спеціалізовані підприємства для утилізації.

4.2.6. Нормативно - правове забезпечення

Екологічна безпека експлуатації дизельних двигунів регулюється Законом України «Про охорону навколишнього природного середовища», стандартами викидів (Euro 5, Euro 6), державними санітарними нормами, міжнародними екологічними угодами. Гармонізація українського законодавства з нормами ЄС сприяє зменшенню негативного впливу транспорту на довкілля.

4.2.7 Перспективи зниження екологічного впливу

Сучасні тенденції розвитку дизельних двигунів спрямовані на впровадження гібридних технологій, використання відновлюваних джерел енергії, цифровий контроль викидів, підвищення паливної економічності.

Очікується, що подальший розвиток технологій дозволить значно зменшити екологічне навантаження.

Дизельні двигуни залишаються важливим елементом сучасної енергетики, однак їх експлуатація супроводжується значним негативним впливом на навколишнє середовище.

Основними напрямками зменшення цього впливу є удосконалення конструкції двигунів, застосування систем очищення вихлопних газів, використання альтернативних палив, дотримання екологічних норм. Комплексне впровадження цих заходів дозволяє забезпечити екологічну безпеку та сталий розвиток транспортної та енергетичної галузей.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Підвищення експлуатаційної надійності колінчастого валу дизельного двигуна потужністю 590 кВт. Прототип – 6ЧН25/34" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 25/34 і детальну розробку конструкції шестерні колінчастого валу для приводу розподільчого валу. Робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН25/34 потужністю 590 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. Детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН 25/34 показана на поперечному перерізі (Додаток 1).

У другому розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 590 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ЧН25/34 та виконані розрахунки параметрів робочого циклу, які свідчать про те, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_b = 0,128 \text{ МПа}$, частоті обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$, ступеню стиску $\epsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,1$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані на листі Додатку 5 графічної частини роботи.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі займає розробка шестерні колінчастого валу складеної конструкції. В пояснювальній записці приведений детальний опис колінчастого валу дизеля - прототипу 6ЧН25/34. Складальні креслення колінчастого вала та шестерні показано на листах Додатків 2, 3, а робочі креслення на листі Додатку 4 графічної частини роботи.

Враховуючи те, що запроектований дизельний двигун 6ЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, велику увагу приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
2. Дяченко С.С. Конструкція і розрахунок ДВЗ. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 360 с.
3. Баженов В. А., Кравченко О. М. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія та розрахунок поршневих двигунів. — Київ: Арістей, 2012. — 464 с.
4. Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
5. Гуськов А.В. Двигуни внутрішнього згоряння: теорія і розрахунок. – Київ: Либідь, 2018. – 512 с.
6. Крисін М. П., Грицай О. В. Двигуни внутрішнього згоряння: конструкція, робочі процеси. — Київ: КНУБА, 2014. — 420 с.
7. Левченко О. В. Теплові процеси в двигунах внутрішнього згоряння. — Київ: Ліра, 2013. — 280 с.
8. Левченко О. В., Мельник І. М. Сучасні матеріали поршневої групи двигунів внутрішнього згоряння. — Київ: Наукова думка, 2016. — 224 с.
9. Поляков, А. В. Охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації теплових двигунів. Київ: Кондор, 2015.
10. Маляренко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
11. Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
12. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
13. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.
14. Caterpillar Inc. Piston and Connecting Rod Assemblies: Service Manual. — Peoria, IL: CAT Publications, 2014. — 220 p.

15. Cummins Engine Company. High-Performance Diesel Pistons: Cooling Concepts and Material Solutions. — Technical Bulletin No. 4928746, 2019. — 36 p.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. — Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.