

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції колінчастого валу підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 580 кВт. Прототип – 6ЧН 25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Бережник М.О.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Грабовенко О. І.**

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2022 р.

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

Студенту Бережнику Мирославу Олексійовичу

1. Тема роботи: «Розробка конструкції колінчастого валу підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 580 кВт. Прототип – 6ЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2022 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 450 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 «16» лютого 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	14.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	20.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2022	
4.	Проектування колінчастого валу	05.04.2022	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Розробка креслення двигуна	18.04.2022	
7.	Розробка складального креслення колінчастого валу	26.04.2022	
8.	Розробка складального креслення шестерні	10.05.2022	
9.	Розробка робочих креслень деталей шестерні	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент _____ Бережник М.О.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка конструкції шестерні колінчастого валу дизельного двигуна потужністю 580 кВт для приводу електричного генератора змінного струму. Шестерня приводу механізму валу розподільного виконана складеної конструкції, що дає можливість замінювати її при неполадках або зношенні без розбору двигуна з вийманням колінчастого валу. За базовий двигун був обраний дизельний двигун з наддувом 6ЧН25/34, потужність якого складає $P=530$ кВт при числі обертів колінчастого валу $n = 500$ хв⁻¹. Для підвищення потужності проектного двигуна до $P=580$ кВт збільшена частота обертання колінчастого валу до $n = 600$ хв⁻¹.

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

В другому розділі проекту 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 дипломної роботи розроблені заходи по техніці безпеки 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 580 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 6x5 / 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 $P = 580 \text{ kW}$, 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 6 KHN25 / 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

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ 6ЧН25/34	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроєктованого двигуна та вибір основних параметрів циклу	14
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	18
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	25
2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ЧН25/34.....	29
2.5 Розрахунок теплового балансу.....	31
2.6 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	36
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ШЕСТЕРНІ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій колінчастих валів ДВЗ.....	40
3.2 Опис конструкції запроєктованого валу із шестернею складеної конструкції.	50
3.4 Розрахунок на міцність шатунного болта	52
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	55
4.2 Захист навколишнього середовища.....	62
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	69

					ПФ НУК 142.44.22.02 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Бережник				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	75
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-20		

ДОДАТКИ

Додаток 1 Дизель 6ЧН25/34 (Поперечний переріз), А1.....	71
Додаток 2 Вал колінчастий СК, А1.....	72
Додаток 3 Шестерня,СК, А1.....	73
Додаток 4 Креслення деталей шестерні, РК, А1	74
Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	75

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 і встановлюється в машинній залі електростанції на рамі спільно із електрогенератором. Для забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 6ЧН25/34 із забезпеченням його ремонтпридатності розроблена конструкція колінчастого валу із шестернею приводу розподільчого 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів.

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

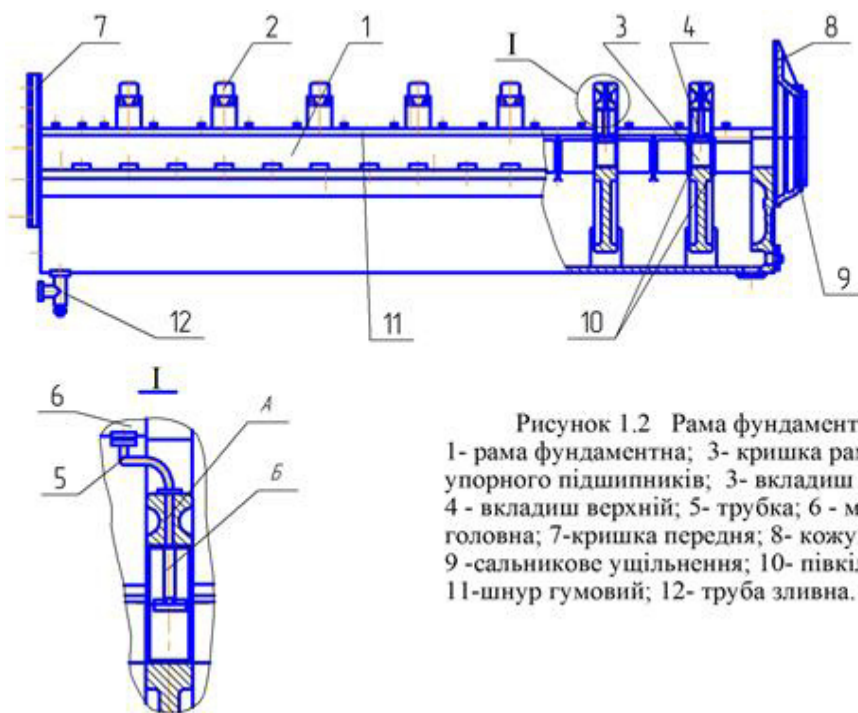
На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в сорочковий простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів дизельного двигуна – прототипу.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1 Фундаментна рама

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

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



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 колінчастого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

ущільненням 7.

В днищі фундаментної рами по краям є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрите 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. Відкіля 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цілнокований, 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.

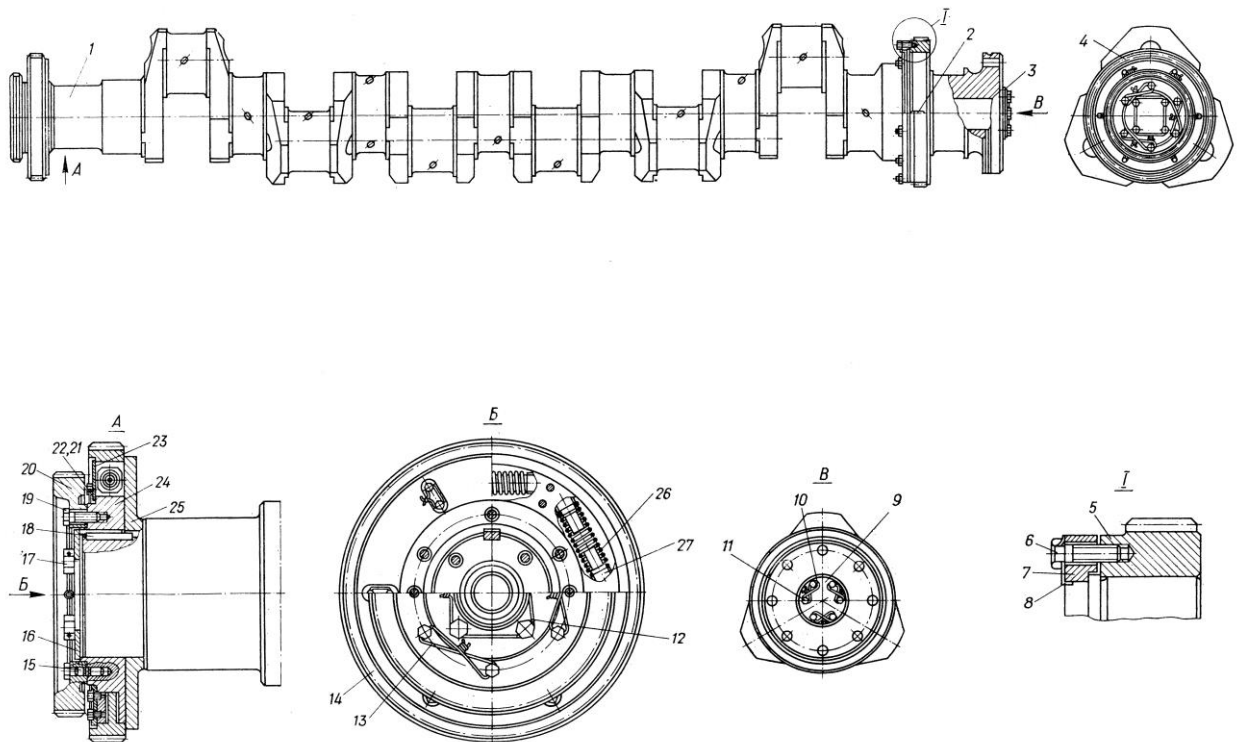


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осьового переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис. 1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником.

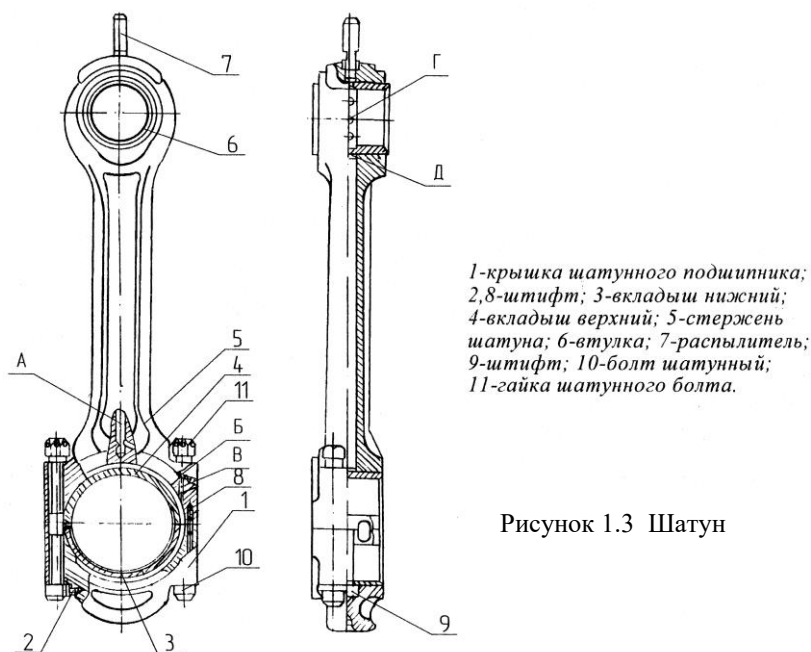


Рисунок 1.3 Шатун

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилувач 7, який забезпечує розбризування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилувач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.).

В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та провороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань поміж якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень (рис. 1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

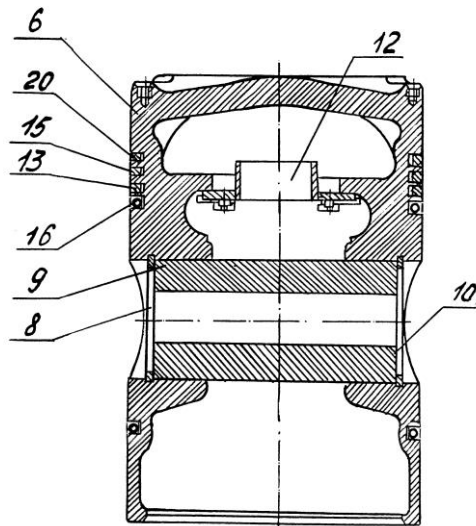


Рисунок 1.4 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма;
13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслосборне.

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслосборні кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслосборні кільця 11 коробчатого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечить високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і таке інше.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю помилок в розрахунках, особливо в розрахунках на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Допустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів мастила забезпечується надійною конструкцією масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску також впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через втулку циліндру.

Двигун не повинен бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що відповідає сучасним вимогам.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює вимоги до таких параметрів як частота обертання колінчастого валу і потужність. Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри дизеля - прототипу

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

Таблиця 2.1 Основні параметри дизеля - прототипу 6ЧН 25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчастого валу	Об/хв	500
Середній ефективний тиск	МПа	1,03
Номінальна ефективна потужність	кВт	450
Ресурс до першої переборки	год	10000
Ресурс до капітального ремонту	год	60000
Витрата дизельного палива	кг/год	95,3
Питома витрата мастила	г/кВтгод	1,5

Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

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

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ 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 $\varepsilon = 12,5$.

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

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

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

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

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [10] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 50°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 $n_k = 1,6$.

					ПІННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 580 \text{ кВт}$
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	$P_a = 0,101$
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	$P_r = 0,205 \text{ МПа}$
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

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

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

$$L_0 = 0,4946 \quad \text{кмоль}$$

$$l_0 = 28,95L_0$$

$$l_0 = 14,32 \quad \text{кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

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

$$M_1 = 1,0388 \quad \text{кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

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

водяної пари H_2O :

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

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

кисню O_2 :

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

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

азоту N_2 :

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

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

Загальна кількість продуктів згоряння.

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

$$M_2 = 1,0704 \quad \text{кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\text{г}} = T_{\text{а}} \times \left(\frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}}, \quad \text{К}$$

$$T_{\text{г}} = 391,0 \quad \text{К}$$

Тиск в кінці впуску. $P_{\text{д}} = (0,9 - 0,95) \times P_{\text{г}}$

$$P_{\text{д}} = 0,201 \quad \text{МПА}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{г}} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_{\text{д}} - P_r}$$

$$\gamma_r = 0,037$$

де $\Delta T_1 = (30 - 120^\circ)$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 90 \quad \text{К}$

Температура в кінці впуску.

$$T_{\text{д}} = \frac{T_{\text{г}} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, \quad \text{К}$$

$$T_{\text{д}} = 326,6 \quad \text{К}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт наповнення.

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

Густина заряду на впуску.

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

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.

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

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:

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

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

Після підстановки одержимого рівняння.

де: $mC v'' = a + b \times T_Z$

$a = 23,125 \text{ КДж/моль}$
 $b = 0,0018$

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: $a = 31,439 \text{ КДж/кмоль} \times K$
 $b = 0,0018$

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 :

$A = 0,0018$
 $B = 32,36$
 $C = 62120,7$

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Звідки:

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

$$T_z = 1747,5 \quad K$$

Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1,35$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

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

$$\delta = 9,25$$

Середній показник політропи розширення.

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

$$n_2 = 1,26$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\varepsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, MPa$$

$$p_{\varepsilon} = 0,61 \quad MPa$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\varepsilon} = 973 \quad K$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$p'_{mi} = 1,423 \quad MPa$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

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

$$p_{mi} = 1,352 \quad MPa$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Питома індикаторна витрата палива.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{кз/ (квт.год.)}$$

$$b_i = 0,199 \text{ кг/кВт.год}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{np} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

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

$$V_{п.ср.} = 6,80 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

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

$$p_M = 0,190 \text{ МПа}$$

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.

$$b_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{кз/ (квт. год)}$$

$$b_e = 0,231 \text{ кг/кВт год}$$

Годинна витрата палива.

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

$$B = 134,0 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

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

$$V_{st} = 99,8 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 16,6 \quad \text{л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 250 \quad \text{мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{пр} = 340 \quad \text{мм}$$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр}$

$$m = 1,36$$

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

$$D = 249,5 \quad \text{мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times D$$

$$S = 339,4 \quad \text{мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра

$$D = 250 \quad \text{мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \quad \text{мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,1 \quad \text{л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

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

$$P_{ep} = 581,5 \quad \text{кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{еср} = 580,7 \quad \text{кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

на:

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

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

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

$$\Delta P_e \text{ менше } 5\%,$$

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова 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 послідуного розширення	δ	-	9,75
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , 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

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН25/34

Дійсну індикаторну діаграму будують 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 клапана;

r''- точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапана;

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

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 $p_{c'} = 1,2p_c = 1,26,74 = 8,09$ МПа;

$p_{c''}/m_p =$

$8,09/0,05 = 161,8$ мм.

					ПІННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$p_{zd}/m_p = 10,78/0,05 = 215,64 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R\lambda_l/2 = 1700,246/2 = 20,9 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 340/230 = 1,478 \text{ мм/мм.}$$

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.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Аналіз індикаторних та ефективних показників проектного двигуна

Для проведення аналізу індикаторних та ефективних показників запроектованого газового двигуна 6ЧН25/34 складаємо порівняльну таблицю параметрів двигуна – прототипу та запроектованого.

Таблиця 2.5 Основні параметри двигуна - прототипу 6ЧН25/34 та проектного

Найменування параметра	Значення	
	6ЧН25/34 (двигун-прототип)	6ЧН25/34
Тип двигуна	6ЧН25/34 (двигун-прототип)	6ЧН25/34
Номинальна ефективна потужність, P_e , кВт	530	580
Номинальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	500	600
Ступінь стиску, ϵ	12,5	12,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,76
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,18	0,22
Паливо, що споживається для роботи дизеля	Дизельне паливо	Дизельне паливо
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	42250	42250
Максимальна температура циклу, T_z , К	1900	1882
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	8,5	11,8
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,15	1,39
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,41	0,427
Питома індикаторна витрата палива, b_i , кг/(кВтгод)	0,205	0,198
Механічний ККД двигуна, η_m	0,86	0,87
Ефективний ККД циклу, η_e	0,36	0,37
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,05	1,19
Питома витрата палива, b_e , кг/кВтгод	0,215	0,210

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ЧН25/34, приведених таблиці 2.5, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ЧН25/34 до 600 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,18 МПа до 0,22 МПа та збільшенню частоти обертання колінчастого валу з $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ до $n = 600 \text{ хв}^{-1}$. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у запроєктованого двигуна (p_{max} і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e = 0,210 \text{ кг/кВтгод}$ нижча ніж у двигуна – прототипу $b_e = 0,215 \text{ кг/кВтгод}$.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 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 зворотно- 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:

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- а) діаметр поршня $D = 0,25\text{м}$
- б) частота обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 216,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 10,8 \text{ МПа}$
- 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 $\omega = \pi n/30 =$
 $= 3,14600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						37
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ПРОЕКТУВАННЯ ШЕСТЕРНІ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

3.1 Опис та аналіз конструкції колінчастих валів ДВЗ.

Колінчастий вал є однією із найбільш відповідальних та найбільш складною в конструктивному та виробничому відношеннях, напружених та дорогих деталей двигуна. Недостатня надійність колінчастого валу, як правило, є причиною підвищених зношувань та скорочення терміну роботи двигуна. Від міцності колінчастого валу в значній мірі залежить можливість форсування двигуна, що потрібно брати до уваги при його проектуванні.

Колінчастий вал навантажується періодичними силами від тиску газів, сил інерції мас, що рухаються поступально та від сил інерції мас, що обертаються. Ці сили визивають тертя та зношування шийок вала та підшипників, явища втоми в місцях переходів шийок в щоки і в місцях виходів масляних каналів, а також крутильні, згинальні та вістові коливання.

Виходячи із умов роботи двигуна до конструкції колінчастого валу пред'являються такі основні вимоги:

- достатня міцність, жорсткість та зносостійкість при відносно невеликій масі; надійність роботи при різних умовах експлуатації;
- висока точність виготовлення шатунних та рамових шийок;
- достатня твердість та ступінь чистоти обробки поверхні шийок;
- динамічна врівноваженість та відсутність вібрації; для швидкохідних двигунів розвантаженість рамових підшипників від відцентрових сил інерції.

Особливо важливо забезпечити достатню жорсткість окремих елементів колін та вала в цілому. Колінчасті вали виготовляють з високою точністю у відношенні розташування та форми шийок, кута поміж колінами, а також чистоти обробки поверхні тертя.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{к}}$	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{к}}$
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

3.1.1 Конструктивні форми валів та властивості їх матеріалів

Колінчасті вали виготовляють із сталі ковкою та штамповкою або відливкою із чавуну. Леговані сталі для виготовлення колінчастих валів по можливості застосовувати не потрібно, так як модуль пружності E , що входить у формулу для визначення деформації, для всіх сталей є практично величиною постійною. Застосування валів із вуглецевих сталей для двигунів малої та середньої напруженості пояснюється порівняною дешевизною термообробки та їх пластичними властивостями.

Для валів стаціонарних, суднових та тепловозних двигунів частіше застосовують сталі 35, 40, 50, 37Г, 45Г, 50Г та інші. Вали швидкохідних двигунів виготовляють із тих же сталей, а також із хромових, хромонікелевих, та хром - молібденових 40Х, 40ХН, 30ХНМА, 18Х2Н4МА та інших. Для валів автомобільних та тракторних двигунів застосовують сталі 45, 45А, 50Г, 40Х, 45Г2, 38ХГН, 40ГМ, 40ХНМ.

В суднових, стаціонарних, тепловозних і автотракторних двигунах часто застосовують литі колінчасті вали із спеціального модифікованого чавуну із кульоподібним графітом марок СЧ38, СЧ35 та інших перлітно-феритної структури та із вуглецевої та легованої сталей.

Виготовлення литих чавунних валів простіше і дешевше; витрачається менше металу та часу на обробку, ніж на виготовлення сталевих штампованих або кованих валів, причому економія металу збільшується по мірі ускладнення конструкції валу, підвищується зносостійкість шийок внаслідок наявності в чавуні графіту, підвищується надійність роботи валу завдяки підвищеній циклічній в'язкості чавуну. Литі колінчасті вали відрізняються меншою, ніж штамповані вали, вартістю, а також меншою вагою. До позитивних сторін литих колінчастих валів відноситься також можливість отримання раціональних форм елементів вала у відношенні рівномірності розподілу металу та напружень, а також величини напружень. В той же час слід відмітити їх гірші механічні

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

властивості (ніж у сталених кованих) та труднощі знаходження внутрішніх ливарних пороків. Литі колінчасті вали мають меншу, в порівнянні із штампованими валами, міцність, що може привести до необхідності збільшення розмірів колінчастого валу і навіть повної зміни його конструкції.

При застосуванні твердих сплавів для підшипників, в частості свинцевої бронзи, шийкам надають високу твердість термообробкою. Термообробку застосовують для підвищення зносостійкості також і у випадку заливки підшипника бабітом.

Вибір раціональної схеми колінчастого валу роблять після визначення розташування колін валу, яке виконується після динамічного розрахунку та ескізних розробок, пов'язаних з призначенням та габаритними розмірами конструкції.

Взаємне положення колін валу залежить від числа тактів двигуна, числа та розташування циліндрів і порядку роботи циліндрів.

Коліна вала розташовують так, щоб отримати:

- найбільшу рівномірність ходу, тобто рівномірність зміни крутного моменту від часу;
- найкращу врівноваженість двигуна;
- рівномірне навантаження частин колінчастого валу (послідовно працюючі циліндри не мають бути суміжними, їх потрібно розташовувати по можливості по обидві сторони від середнього підшипника;
- найменше напруження від крутильних та згинальних коливань;
- найкраще використання енергії випускних газів при наявності газової турбіни.

Розміри елементів коліна вала визначаються в основному відстанню поміж вісями циліндрів, які в свою чергу залежать від діаметра циліндру, товщини стінок гільзи та сорочки циліндру, простором для охолоджуючої рідини, а також каналами для продув очного повітря та відпрацьованих газів у випадку

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

двохтактного двигуна.

При зменшенні відстані поміж осями циліндрів, наряду із зменшенням габаритних розмірів двигуна, збільшується жорсткість та міцність валу, але робота підшипників внаслідок зменшення їх довжини може стати ненадійною.

В залежності від розміру шийок та щоків, а також від числа колін вали виготовляють цільними, із складеними колінами і складеними із двох або більше ділянок, що з'єднуються фланцями.

Цільні вали застосовують в двигунах внутрішнього згоряння усіх типів.

Вали із складеними колінами застосовують в крупних (мало оборотних) двигунах. Шийки та щоки таких валів виготовляють окремо. В останні роки частіше і в цих двигунах застосовують напівскладені коліна, в яких шатунні шийки виконують з одно ціле із щоками.

В складених або напівскладених колінах шийки запресовують в щоки звичайно при слабому нагріванні (до 200...250°C) при натягу (1/800...1/1000), що забезпечує міцність з'єднання навіть без постановки шпонок або штифтів.

3.1.3 Вплив числа опор на конструктивну форму валу

Найбільш часто колінчасті вали мають число опор, що перевищує на одиницю число колін (повно опорні вали). В частості, двигуни із запалюванням від стиску усіх типів мають, як правило, вказане число опор.

Колінчасті вали карбюраторних двигунів автомобільних і тракторних двигунів, а також промислових та суднових двигунів малої потужності і швидкохідності мають менше число опор (неповно опорні вали). В цьому випадку поміж двома опорами розташовують два коліна валу і, як виняток, три коліна. При такій конструкції можна скоротити довжину валу та габаритні розміри двигуна. Зменшення числа опор визиває збільшення деформації вала і навантаження на підшипники, пов'язане із збільшенням зношування підшипників та шийок. Для запобігання цьому приходиться збільшувати розміри вала, що приводить до збільшення його ваги.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.4 Конструкції елементів колінчастого вала

Колінчастий вал складається із колін, кінця із сторони відбору потужності та вільного переднього кінця. Звичайна конструкція коліна вала показана на рис.3.1,а,б,в. Кінець валу із сторони відбору потужності для з'єднання з генератором, муфтою, маховиком, гвинтом, пружним елементом і т.п. має ділянку із шліцами або фланцем. На його шийці інколи монтують шестерню передачі до розподільчого валу. Рамові (корінні) шийки, як правило виконують усі однакового діаметра. Крайня рамова шийка, якщо рахувати із сторони відбору потужності, звичайно фіксує вал віє вістових переміщень; інколи вал фіксують на середній шийці.

Шатунні шийки можуть мати той же діаметр, що і рамові, або часто, особливо у швидкохідних двигунах, менший діаметр. Як рамові, так і шатунні шийки часто висвердлюють для зменшення маси. Цим також перевіряють і якість поковок (відсутність тріщин, усадочних раковин і таке інше.) Збільшення діаметра шатунної шийки приводить до зростання розмірів кривошипної головки шатуна та габаритних розмірів картера; крім того, збільшуються обертальні маси, сили інерції, а частота вільних коливань системи валу зменшується. Рамові шийки частіше, ніж шатунні виконують без порожнин. Але для більш простого підводу масла і в цьому випадку раціонально застосовувати полі шийки в двигунах усіх призначень.

Щоки колінчастих валів мають різні форми (див. рис.3.2,а,б,в): призматичні (в частості , прямокутні), шести – або восьмигранні, овальні, еліптичні, круглі. Еліптичні та круглі щоки застосовують головним чином у валах швидкохідних та легких двигунів підвищеної потужності.

Найбільш простою у виготовленні є щока прямокутної форми, найбільш складною і в той же самий час раціональною з точки розподілу

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

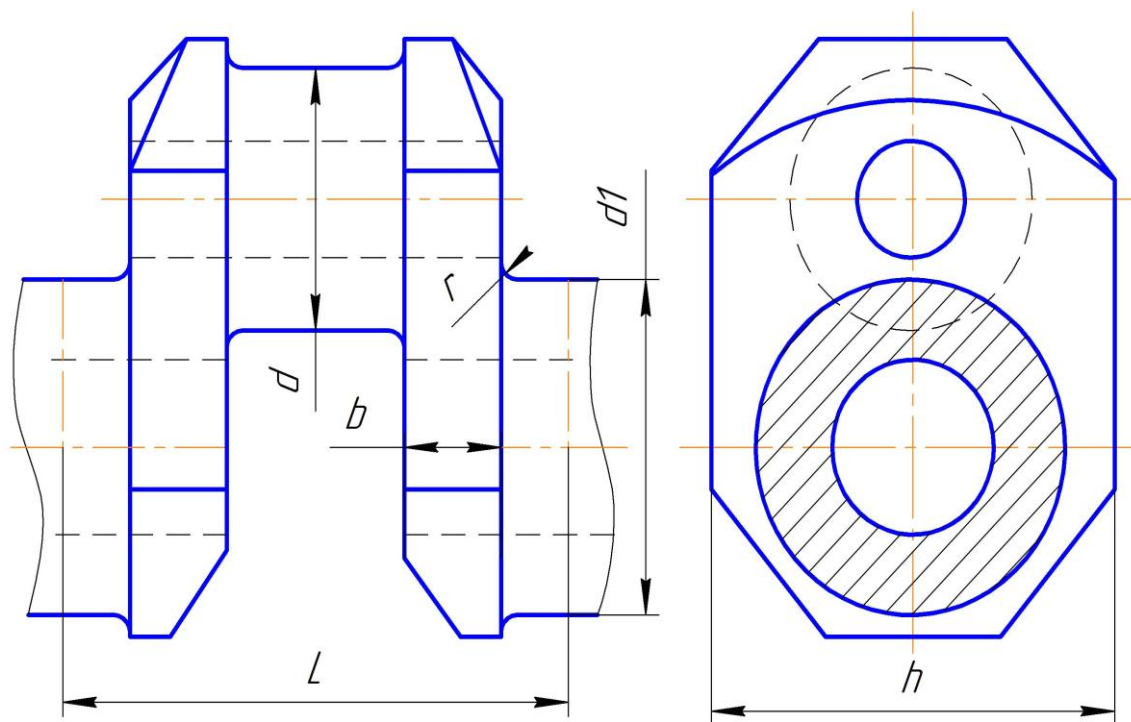


Рисунок 3.1 Розрахункова схема коліна

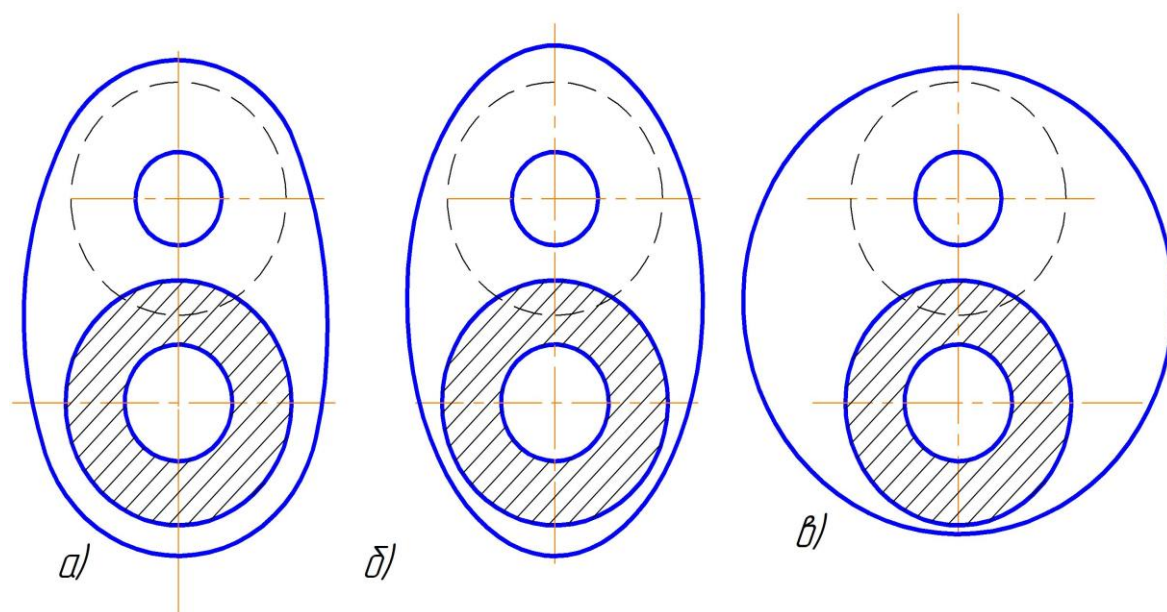


Рисунок 3.2 Форми щоків колна

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ

Лист

45

напружень – овальна. Для кращого використання матеріалу не працюючі, найбільш віддалені від вісі валу частини щоків зрізають, внаслідок чого зменшуються неврівноважені маси частин, що обертаються.

Вали автомобільних і тракторних двигунів, що виготовляються штамповкою, часто мають прямокутні щоки із заокругленими краями. В цих двигунах застосовують також і вали із щоками овальної форми. Якщо поміж колінами розташовані два коліна, приходиться застосовувати довгі щоки, що ускладнює та робить важчим вал.

Для круглих щоків (рис.3.2.в) відмітимо такі переваги: можливість зменшення товщини щоків та збільшення довжини шийок, що сприяє зменшенню зношування, а також більша простота обробки щоків. Але деякі дослідження показують, що еліптичні щоки, які наближаються до круглих, мають не меншу, в порівнянні з останніми, міцність на втому при дещо меншій масі.

У випадку застосування зменшеного відношення S/D в поєднанні із збільшеними діаметрами шийок можливо отримати значне перекриття шийок $\Delta = \frac{d + d_1}{2} - R$ (див. рис.3.2,в,г); при цьому підвищується міцність і з'являється можливість зменшити товщину щоки b без збільшення її ширини h .

Переходи від щоків до шийок слід виконувати з відносно великим радіусом закруглень (галтелей) для зменшення концентрації напружень. Збільшенню радіуса галтелі заважає зменшення робочої довжини шийки. В швидкохідних двигунах для запобігання при шліфовці каменем торцевих поверхонь шийки спрягають не безпосередньо із щоками, а із спеціальними відшліфованими кільцевими бортиками, що обмежують переміщення у вістовому напрямку кривошипної головки шатуна. Бортики, у свою чергу, спрягаються із щоками галтелями радіусом $r \geq (0,07 \dots 0,10)d$; в результаті спряження шийки із щокою двома радіусами зменшується концентрація напружень.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						46
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На рис 3.3, а-д приведені способи кріплення противаг. При кріпленні по схемам, показаним на рис.3.3.а,б, не виключаються випадки розриву болтів при підвищенні числа оборотів колінчастого вала. Кріплення по схемам, приведеним на рис.3.3,в,г,д, більш надійні, так як в них передбачена розгрузка болтів від сил інерції. В схемі рис.3.3, в болти розвантажуються шпонками, що працюють на зрізання; в схемах рис.3.3,г,д – зубцями противаги; болти у цьому випадку працюють на розтягування від сили затяжки.

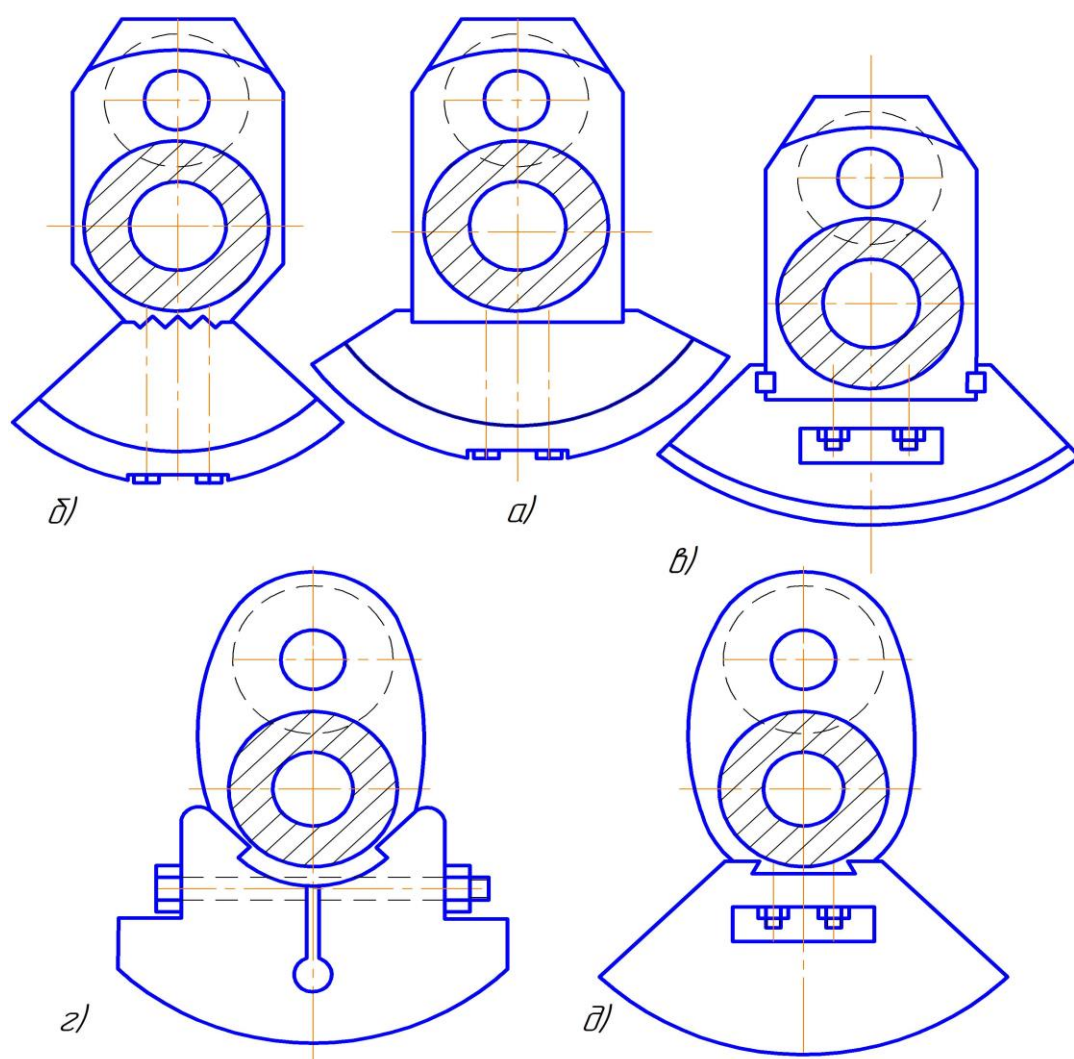


Рисунок 3.3 Способи кріплення противаг на щоках колінчастого вала

В двигунах підвищеної потужності, а також в других швидкохідних двигунах противаги частіше виконують як одне ціле із щоками; при цьому хоча і

ускладнюється виготовлення вала, але збільшується надійність роботи конструкції.

В деяких випадках противаги приварюють до щік колінчастого валу. Недоліком такої конструкції є порушення структури матеріалу валу, особливо при виготовленні валу із легованих сталей. В двигунах автомобільного та тракторного типу нерідко противаги встановлюють не на всіх щоках.

В двигунах з кривошипно-камерною продувкою противаги служать також і для заповнення кривошипної камери, відповідно, для зменшення шкідливого простору і отримання необхідного тиску продув очного повітря. Інколи противаги крайнього коліна виконують функцію глушника крутильних коливань.

Вільний кінець вала із сторони, протилежної кінцю відбору потужності, звичайно служить для монтажу шестерні, що приводить в дію масляний та водяний насос, паливний насос та підкачний паливний насос. Тут же розміщують додатковий кривошип або ж інший механізм, що приводить в рух нагнітач, пусковий компресор та допоміжні агрегати. В деяких конструкціях двигунів на вільному кінці вала монтують шестерню привода розподілення. В автомобільних та тракторних двигунах на цьому кінці розміщають шків приводу вентилятора, храповик, пристрій для запуску двигуна від руки і в деяких випадках глушник крутильних коливань.

До корінних та шатунних шийок мастило звичайно подається під тиском. При цьому вал служить маслопроводом системи змащування. Найбільш часто масло підводиться із масляної мережі по відгалуженням до корінних підшипників під тиском 0,3...0,8 МПа. Із найменш навантажених корінних підшипників масло надходить в порожнини корінних шийок вала, а звідти – по каналам в щоках і шатунних шийках – в масляний зазор шатунних підшипників.

Так як в маслі є домішки (частинки металу, коксу, бруду), то слід застосовувати пристрої, які б запобігали попаданню цих часток в масляний зазор.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Більшою мірою вказані функції виконують трубки підведення мастила, завальковані чи прикріплені відповідним чином до стінки шатунної шийки; трубки опущені на значну глибину в порожнину шатунних шийок. аналогічний результат можливо отримати, розмістивши масляні канали перпендикулярно порожнині коліна.

3.1.5 Способи приводу розподільного валу

Розподільні вали в залежності від їх розташування можуть приводитися в рух за допомогою шестеренної передачі, ланцюгових передач та проміжних валів з конічними або гвинтовими шестернями. При нижньому розташуванні розподільного валу його зірочка може з'єднуватися із зірочкою колінчастого валу безпосередньо або за допомогою ланцюга. В середньо оборотних двигунах привід розподільного валу реалізується за допомогою проміжної шестерні .

Верхні розподільчі вали приводяться в рух або ланцюговою передачею, або за допомогою проміжних валів. Привід верхнього розподільного валу за допомогою циліндричних передач, завдяки складності та громіздкості, поширення не отримав.

В ланцюгових передачах застосовують зубчасті та роликові ланцюги. Роликові ланцюги застосовують звичайно з натяжним механізмом. Зубчасті ланцюги, складені із широких малозношуваних ланок, можна встановлювати і без натяжного пристосування.

До переваг ланцюгової передачі відносяться: можливість приводу розподільних валів, що знаходяться на значній відстані від колінчастого валу, відносна безшумність роботи, простота конструкції та менша вага в порівнянні з іншими видами передач. Недоліком ланцюгової передачі є зношування та витяжка ланцюгів, що приводить навіть при наявності натяжних пристосувань до деякого погіршення роботи механізму газорозподілу. Ланцюгові передачі застосовують в більшості автомобільних карбюраторних двигунів США і в значній частині європейських двигунів.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Опис конструкції колінчастого валу із шестернею складеної конструкції

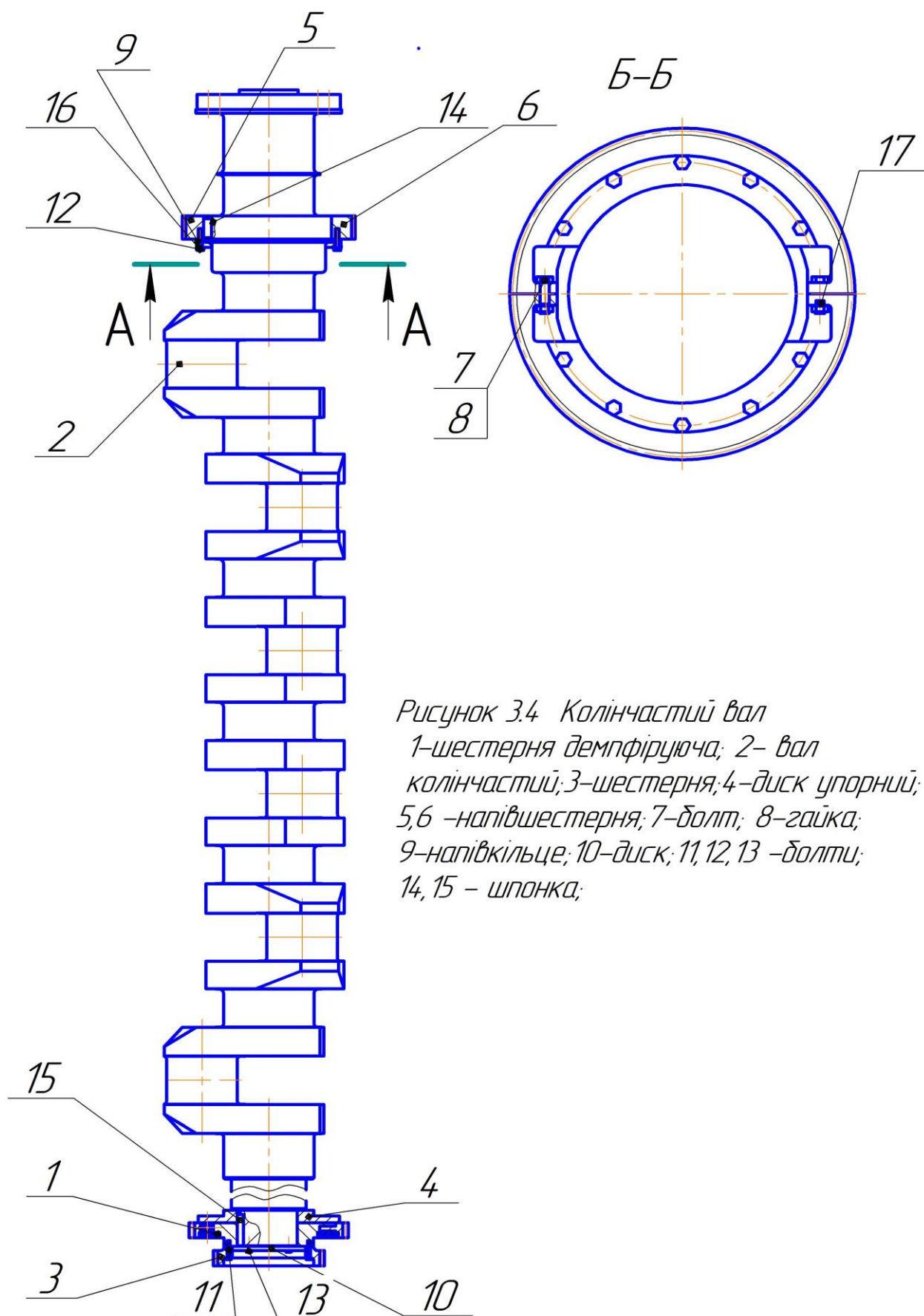
Колінчастий вал 2 (рис.3.4) запроектованого дизеля 6ЧН25/34 виготовлений із сталі, суцільно кований, має вісім рамових та шість шатунних шийок, при цьому передостання рамова шийка, рахуючи від фланця відбору потужності є опорна – упорною. Кривошипи колінчастого валу розташовані під кутом 120° по відношенню 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 за 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 масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					Лист
					51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ

3.3 Розрахунок на міцність шатунного болта

Мета розрахунку

Завданням розрахунку є знаходження напруг і запасів міцності в шатунних болтах при частоті обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$

Вихідні дані

1.Число оборотів колінчастого валу двигуна	$n =$	600	хв^{-1}
2.Маса поршня	$m_n =$	53	кГ
3.Маса стрижня шатуна	$m_{ш} =$	54	кГ
4.Кількість шатунних болтів	$i =$	4	
5.Радіус кривошипу	$R =$	0,17	м
6.Довжина шатуна	$L =$	0,69	м
7.Коефіцієнт динамічного навантаження болта	$a =$	0,2	
8.Внутрішній діаметр різьби М24х2	$d_{вн} =$	0,02	м
9.Середній діаметр різьби	$d_{сер} =$	0,021	м
10.Коефіцієнт тертя в різьбі $\beta = 0,07 \dots 0,12$	$\beta =$	0,07	
11.Ефективний коефіцієнт концентрації напруги в різьбі шатунного болта $K_{\sigma} = 2,0 \dots 3,2$	$K_{\sigma} =$	2,5	
12.Границя текучесті матеріалу болта - Сталь 40ХН2МА ГОСТ 4543-84	$\sigma_m =$	850	МПа
13.Границя втоми матеріала болта при розтягуванні	$\sigma_{-1p} =$	400	МПа

Розрахунок

1.Кутова швидкість обертання колінчастого валу

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

$$\omega = 62,82 \text{ рад/с}$$

2.Кривошипне відношення

$$\lambda = \frac{R}{L}$$

$$\lambda = 0,246$$

3.Сила інерції, що діє на шатунні болти

$$P_{jp} = (m_n + m_{ш}) \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda)$$

$$P_{jp} = 89470 \text{ Н}$$

4.Сила затяжки одного болта

$$P_3 = 3 \cdot P_{jp} / i \quad P_3 = 67103 \quad \text{Н}$$

5.Сила, що діє на шатунний болт

$$P_{\delta} = P_3 + a \cdot P_{jp} / i \quad P_{\delta} = 71576 \quad \text{Н}$$

6.Сумарна напруга в болті шатуна

$$\sigma = \frac{P_{\delta} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad \sigma = 227,9 \quad \text{МПа}$$

7.Крутний момент, що діє на стрижень болта при його затяжці за рахунок тертя поверхней витків різьби болта та гайки

$$M_{\text{кр}} = \frac{\beta \cdot P_3 \cdot d_{\text{сер}}}{2} \quad M_{\text{кр}} = 49,3 \quad \text{Н·м}$$

8.Дотична напруга в стержні болта

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^3} \quad \tau = 30,8 \quad \text{МПа}$$

9.Складна напруга в розрахунковому перерізі стержня болта

$$\sigma_{\text{скл}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \sigma_{\text{скл}} = 234,0 \quad \text{МПа}$$

10.Запас статичної міцності по пластичній деформації

$$n_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\text{скл}} \quad n_{\sigma} = 3,6$$

У виконаних двигунах $n_{\sigma} \approx 1.5 \dots 3.0$

11. Шатунні болти розраховуються на втому в слідуючому порядку.

В процесі роботи різьбового з'єднання сила затяжки залишається постійною і до напруг затяжки добавляються змінні напруги від зовнішнього навантаження, яке змінюється у часі

Амплітуда змінних напруг в різьбовій частині болта

$$\sigma_a = \frac{a \cdot P_{jp}}{i \cdot 0.785 \cdot d_{\text{вн}}^2} \quad \sigma_a = 14,2 \quad \text{МПа}$$

12.Запас міцності різьбового з'єднання по змінним напругам

$$n_a = \frac{\sigma_{-1p}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a} \quad n_a = 11,2$$

У виконаних двигунах

$$n_a \approx 2.5 \dots 5.0$$

Висновок

Запас статичної міцності шатунного болта по пластичній деформації

$n_\sigma = 3,6$ і запас міцності різьбового з'єднання по змінним

напругам $n_a = 11,2$ більше допустимих $n_\sigma = 1,5 \dots 3,0$

$n_a \approx 2.5 \dots 5.0$ Отже, працездатність шатунного болта забезпечується

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1Охорона праці

4.1.1 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі з дизельним двигуном 6ЧН25/34.

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

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

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

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

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

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

а) випускний газ та пари мастила. Випускні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

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

в) електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

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

г) освітлення. Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення, яка призначена для забезпечення освітлення приміщення електростанції.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В с частотою 50 Гц;

- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

д) вентиляція. У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення електростанції.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП.

Види промислової вентиляції: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на кожухах димарів.

Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

- кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною;
- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми;
- система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

э) шум. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, Дб	109	99	92	86	83	80	76

ж) вібрація. 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. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму створюваний дизелем 6ЧН25/34 визначається по формулі:

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

де $n_n = 600$ об/хв – номінальна частота обертання,

$n = 600$ об/хв – робоча частота обертання,

$P_e = 580$ кВт – номінальна потужність двигуна.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 580^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 87,5 \text{дБ}$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходу щодо зниження рівня шуму. Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителей дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб. 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.

Рівень вібрації для двигуна 6ЧН25/34 визначається по формулі:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_n \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + Pe}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{Pe}} \right) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_n}\right), \text{дБ}$$

де $m = 10500$ кг- маса двигуна

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{600 \cdot 580^{0,55} \cdot \left(\frac{1+580}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{580}} + 30 \lg \left(\frac{600}{600} \right) \right) = 87,9 \text{ дБ}$$

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

4.1.3 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 шуму: пробок, навушників і касок у сукупності з звукоізолюючими кабінами, з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту, в

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

залежності від їхньої конструкції і частоти шуму, дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

4.1.4 Заходи безпеки при обслуговуванні двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки і. крім того, необхідно виконувати та дотримуватися наступного:

- машинне відділення повинно мати медичну аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх зміст та готовність до використання повинні регулярно перевірятися;

- при ремонті двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею палива та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички, що вказують на те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні та його площадках не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Пролиті масло та вода повинні бути негайно прибрані; ими паливними насосами не менше двох обертів, після чого зняти ричаг та закрити декомпресійні крани.

- кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки;

- люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки дизель – генератора;

- машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;

- при виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки;

- перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам;

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- при роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем;
- в машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації дизель – генератора;
- дизель – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу;
- в темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- при експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж;

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);

в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інші);

г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

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

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

а) продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів;

б) окисли вуглецю;

в) окисли азоту;

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

г) канцерогенні домішки;

д) альдегіди.

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери. Димність, крім забруднення біосфери, також погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

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

4.2.2 Способи зниження димності та токсичності відпрацьованих газів двигунів.

Відомо декілька способів зменшення димності та токсичності двигунів. Питання про вибір найкращого методу вирішується залежно від конкретних умов.

Вдосконалення процесів утворення горючих сумішей та згоряння

За першим методом, відбувається зниження димності відпрацьованих газів та вмісту оксиду вуглецю, вуглеводнів, сажі, альдегідів, тобто продуктів неповного окислення. При цьому збільшується потужність та покращуються економічні показники роботи двигунів. Однак, як вже було відмічено, це призводить до збільшення концентрації оксидів азоту. Зниження ступеня стиснення, зменшення кута випередження впорскування палива або дроселювання повітря при впуску приведе до зменшення концентрації оксидів азоту, але при цьому погіршуються індикаторні показники. Токсичність відпрацьованих газів дизельних установок багато в чому залежить від конструкційних та експлуатаційних факторів. Впливаючи на ці фактори, можна значно покращати екологічні показники роботи двигунів.

Спосіб утворення горючих сумішей значно впливає на токсичність відпрацьованих газів. В дизелях з розділеними камерами згоряння утворюється

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

менша кількість оксидів азоту, ніж в дизелі з камерою згоряння в поршні. Крім того, в дизелях з розділеною камерою згоряння утворюється менше продуктів неповного згоряння та зменшується димність.

Ступінь стиснення впливає на токсичність відпрацьованих газів головним чином через зміну температури заряду. Збільшення температури призводить до покращення утворення паливної суміші, особливо при малих навантаженнях та частотах обертання валу, тому зменшується кількість СО та вуглеводнів у відпрацьованих газах. Для зменшення утворення оксидів азоту відповідним чином підбирають відношення інтенсивності вихрового руху заряду та параметрів впорскування палива.

Подача палива впливає на склад відпрацьованих газів за рахунок збільшення тиску впорскування при заданому діаметрі соплових отворів розпилювача, дозволяє пізніше починати впорскування, залишаючи незмінним його кінець, в результаті чого зменшується викид оксидів азоту та димність відпрацьованих газів.

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Необхідний безпечний стан навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням визначених заходів. До основних з них відносяться:

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт. Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони;

б) застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань важливий для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників.

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка конструкції колінчастого валу підвищеної надійності для дизельного двигуна потужністю 580 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 580 кВт при частоті обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де є постійна потреба в електричній та тепловій енергії. Детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН 25/34 показана на поперечному перерізі (Додаток 1).

У другому розділі роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P=580 \text{ кВт}$, $n=600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ЧН25/34 та виконані розрахунки параметрів робочого циклу, які свідчать про те, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_k = 0,22 \text{ МПа}$, частоті обертання колінчастого валу $n = 600 \text{ хв}^{-1}$, ступеню стиску $\epsilon=12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,76$.

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 складеної конструкції шестерні колінчастого валу. 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.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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,

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
4. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
5. Васильев Ю.Н. Новые конструкции судовых дизелей. «Судостроение». Ленинград 1972.
6. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
7. Голубченко Г.А. «Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях».
8. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
9. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2000.
10. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Ленинград «Судостроение», 1976.
11. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
12. Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
14. Хандов З.А., Браславский М.Н. «Судовые среднеоборотные дизели». М.: «Машиностроение», 1984.
15. Хандов Ю.С. «Судовые двигатели внутреннего сгорания (конструкция и расчеты)». М.: «Транспорт», 1968.
16. Юдин Е.М. «Охрана труда в машиностроении».
17. «Дизели 6ЧН, 8ЧН, 8ЧНП25/34и дизель-генераторы ДГА, ДГРА Руководство по эксплуатации». Машиностроительный завод «Первомайскдизельмаш» Украина, г. Первомайск, Николаевской обл. 1990г.

					ПННІ НУК 142.44.22.02 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		