

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Вдосконалення конструкції упорного підшипника стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт.

Прототип – 6ГЧН25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Марченко Б.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 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)
«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Марченко Богдану Андрійовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції упорного підшипника стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт. Прототип – 6ГЧН25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 530 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції упорного підшипника

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ГЧН25/34, Поперечний переріз (СК), А1. 2. Двигун 6ГЧН25/34, Поздовжній переріз (СК), А1. 3. Напівкільце упорне (РК), А1. 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування упорного підшипника	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна, поперечний переріз	12.04.2024	
6.	Розробка креслення двигуна, поздовжній переріз	26.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення упорного напівкільця	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	27.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	03.06.2024	

Студент _____ Марченко Б.А.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра на тему «Потужністю 560кВт» складається із Вступу, 4 розділів, Висновку, Використаної літератури та 6 Додатків - 2 специфікацій та 4 листів креслень формату А1.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений детальний опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу проектного двигуна з вибором вихідних даних та визначенням його основних параметрів, розрахований тепловий баланс двигуна. Для побудови діаграм сил, що діють на КШМ газового двигуна виконаний його динамічний розрахунок. Розробка покращеної конструкції упорного підшипника здійснювалась по результатам аналізу наявних конструкцій аналогічних підшипників у двигунах вітчизняного та зарубіжного виробництва. Також в кваліфікаційній роботі розроблені конкретні заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища при роботі ДВЗ, зроблено загальні висновки по виконаній бакалаврській роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ГЧН26/34 (поперечний та поздовжній перерізи), креслення упорного кільця робоче, специфікації на двигун, а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, упорний підшипник, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

The explanatory note to the bachelor's qualification work on the topic "Improvement of the design of the thrust bearing of a stationary gas engine with a capacity of 560 kW" consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion, References and 6 Appendices - 2 specifications and 4 sheets of A1 format drawings.

In the text part of the explanatory note, a detailed description of the design of the gas engine-prototype 6ГЧН25/34 is given, calculations of the working process of the designed engine with the selection of initial data and determination of its main parameters are performed, the thermal balance of the engine is calculated. To construct the diagrams of the forces acting on the gas engine KSHM, its dynamic calculation was performed. The development of the improved design of the thrust bearing was carried out based on the results of the analysis of the existing designs of similar bearings in engines of domestic and foreign production. Also, in the qualification work, specific measures for labor protection and environmental protection during the operation of ICEs were developed, and general conclusions were drawn based on the completed bachelor's work.

Appendices to the explanatory note contain drawings of the 6ГЧН26/34 engine (transverse and longitudinal sections), working drawing of the thrust ring, specifications for the engine, as well as diagrams of forces acting on KShM parts.

Key words: gas engine, work process, indicator diagram, dynamics diagrams, thrust bearing, labor protection, environmental protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції двигуна– прототипу.....	6
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вибір основних параметрів для розрахунку робочого процесу.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	16
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми.....	25
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	34
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА УПОРНОГО КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ	
3.1 Призначення, умови роботи фундаментної рами.....	39
3.2 Конструкції фундаментних рам.....	39
3.3 Конструкція, умови роботи та матеріали рамових та упорних підшипників.	41
3.4 Обґрунтування конструкції напівкілець підшипника упорного.....	47
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Розробка методів і засобів зменшення шкідливої дії від шуму ДВЗ.....	49
4.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ.....	53
4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна.....	56
ВИСНОВКИ.....	58
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	60

					ПІННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Марченко				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	64
						44-ЕМ-22		
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко							

Додатки:

ДОДАТОК А	Двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз), СК, А1.....	61
ДОДАТОК Б А	Двигун 6ГЧН25/34 (Поздовжній розріз), СК, А1.....	62
ДОДАТОК В	Напівкільце упорне, СК, А1.....	63
ДОДАТОК Г	Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ, А1....	64

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

Основними напрямками розвитку двигунобудування на сучасному етапі є:

- застосування газотурбінного наддуву для збільшення питомих потужностей за рахунок ;
- підвищення надійності, економічності і моторесурсу;
- покращення технологічності виробництва та зменшення металоємності і вартості двигуна.
- пристосування двигунів для роботи на альтернативних видах рідкого та газоподібного палива.

Для газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива, важливим має забезпечення їх надійної та безаварійної роботи в умовах підвищеної температури в циліндрах двигуна, яка може бути наслідком низької якості альтернативного газового палива, перегрівом деталей камери згоряння-поршня, втулки циліндру та кришки циліндру, підвищеною витратою масла, яке згорає в камері згоряння.

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється на стаціонарній електростанції. Для забезпечення мінімальних витрат при виготовленні газового двигуна необхідно, щоб конструкція та матеріал його деталей, вузлів та систем відповідала діючим на них навантаженням. В кваліфікаційній роботі запропонована покращена конструкція кільця упорного, яка при діючих в газовому двигуну навантаженнях є значно простішою та дешевшою у виготовленні. Можливість спрощення конструкції кільця упорного виникла через відсутність у газовому двигуні паливних насосів високого тиску, які визначають навантаження на привід розподільчого валу, а отже, і на напівкільце упорне. Виконані перевірочні розрахунки свідчать про працездатність напівкільця упорного покращеної конструкції на газовому двигуні.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та примусовим іскровим запалюванням.

Остов двигун 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. Додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами зєднувальними болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач газоповітряної суміші, водяні насоси внутрішнього та зовнішнього контурів і двохсекційний масляний насос, фільтр-глушник і камера змішувальна.

Із сторони маховика розміщені: щит задній з кронштейном, щит приладів, головний дозвільний клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач пускового повітря , регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0,75, регулятор швидкості ОРН-30.

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

На лівій сторні двигуна розміщенні: розподільний вал, привід впускних і випускних клапанів, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, ночноподібної форми. Для підвищення жорсткості має поперечні перегороди, які посилені ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей кривошипно-шатунного механізму та охолодження поршнів.

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

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

З обох сторін по всій довжині фундаментна рама має лапи з приливами для отворів під болти кріплення двигуна до підрамника.

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

По краям в днищі фундаментної рами є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено маслозбірний 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.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

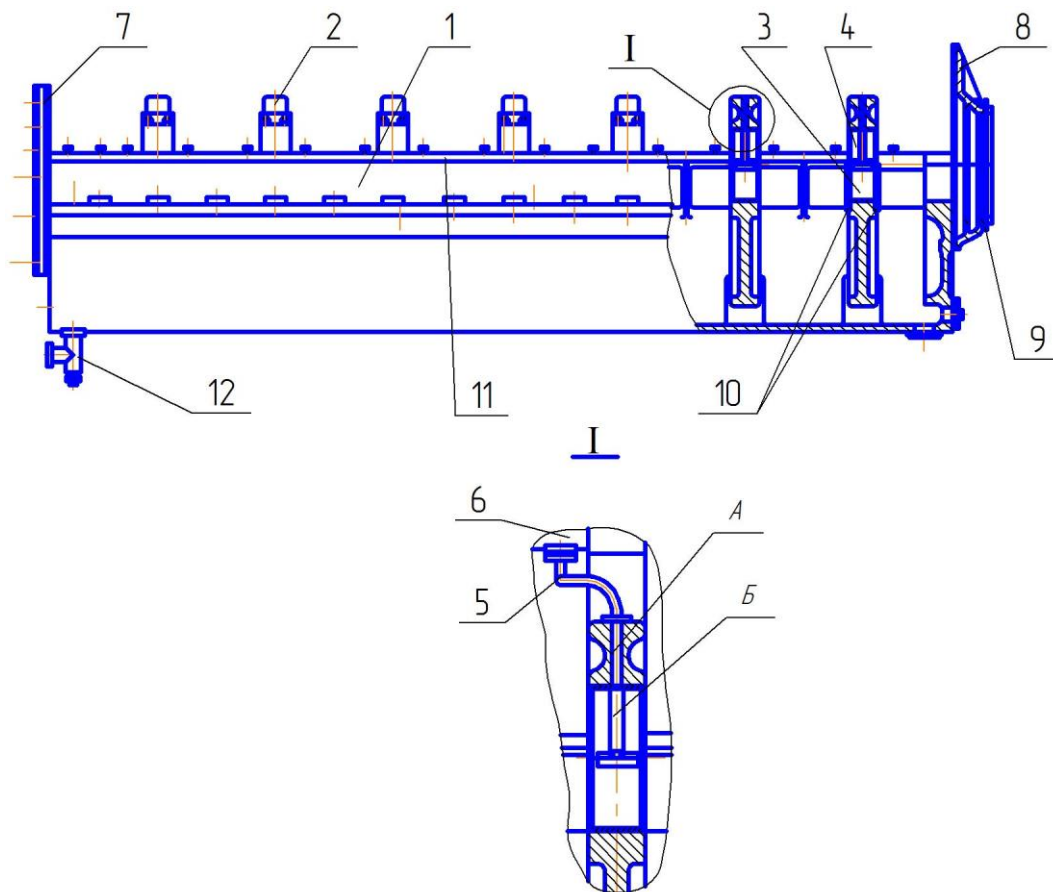


Рисунок 1.1. Рама фундаментна

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці рамового підшипника². Із рамового підшипника масло по каналам в шийках та щоці колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкіля масло по осьовим каналам в стержнях шатунів надходить до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

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

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

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 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, рамові шийки і щоку. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для монтажу пристосування для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу масляного насосу 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу масляного насосу жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка за допомогою шпонки 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

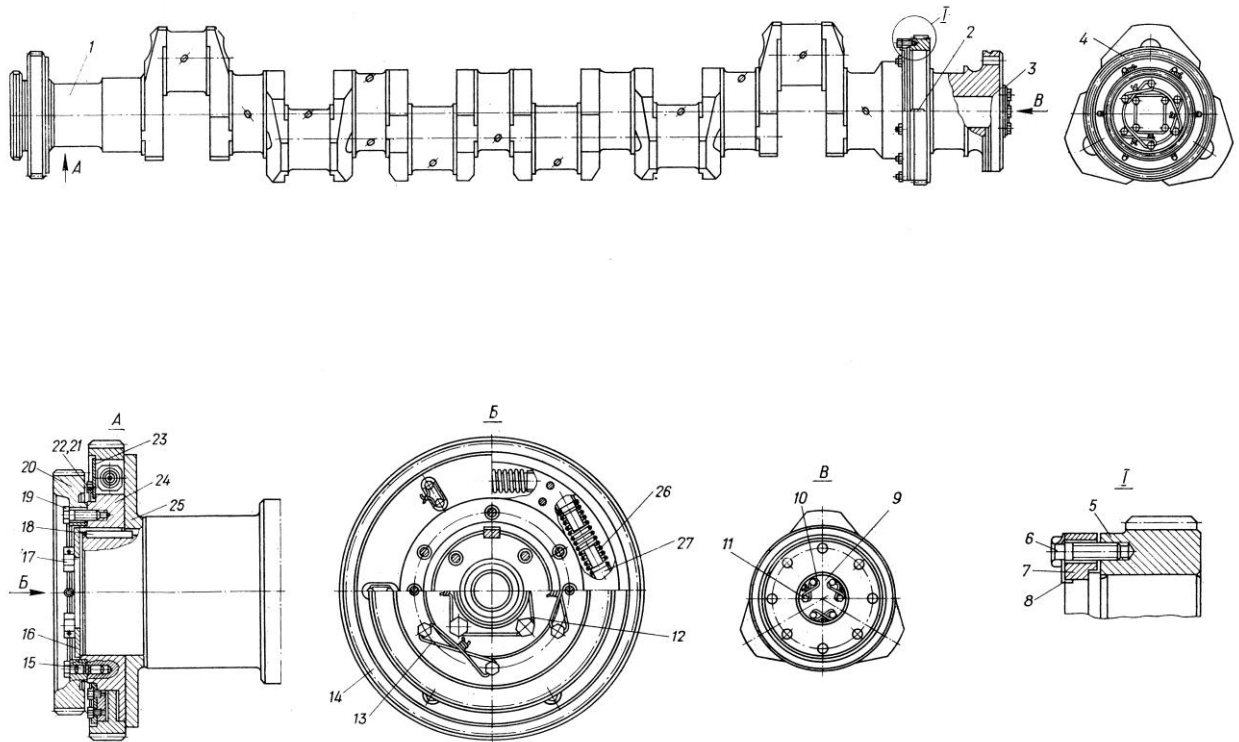


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

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 – дрiт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дрiт 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 – дрiт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 за допомогою шісти пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого 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 осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло-відбійний бурт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

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 є головним підшипником. На

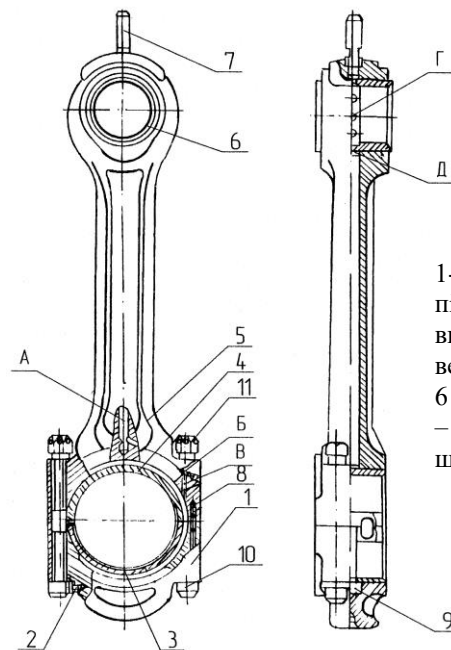


Рисунок.1.3 Шатун

1-кришка шатунного підшипника; 2,8,9 штифт; 3 – вкладиш нижній; 5 – вкладиш верхній; 5 – стержень шатуна; 6 – втулка; 7 – розпилювач; 10 – болт шатунний 11 – гайка шатунного болта

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

У різьбовий отвір верхньої головки шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 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.1.4).

В нижній головці шатуна розташовані сталеалюмінієві 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 затяжки шатунних болтів забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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 нижньої головки фіксується двома штіфтами 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, величина відстані поміж якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. і при більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках шатунного болта нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

Поршень (рис.1.4) – відлитий із сірого чавуну, цільний. Головка поршня охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення (кармани) для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при демонтажі поршня із шатуном із втулки циліндру. Поршень і шатун з'єднані поміж собою стальним пустотілим поршневим пальцем 9.

Робоча поверхня пальця цементована та загартована. Від осевого 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, а в нижніх - два маслосборні кільця 16.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

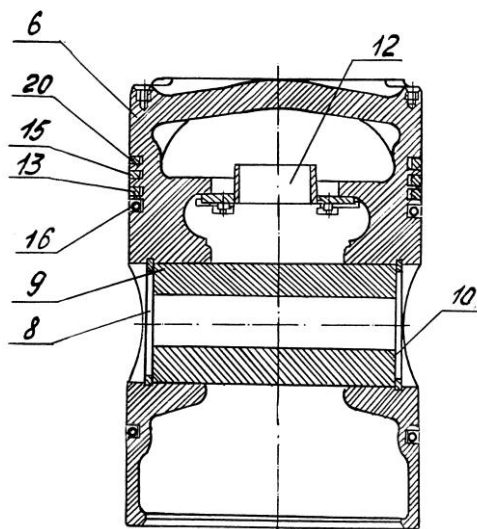


Рисунок 1.4 Поршень

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

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоз'ємні кільця 11 коробчатого типа з пружинним експандером, робочі поверхні покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець).

Таблиця 1.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	640
Середній ефективний тиск, p_{me}	МПа	1,095
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n	хв^{-1}	600
Питома витрата газового палива, b_e	$\text{м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$	0,3
Витрата газового палива за годину, V_{Γ}	$\text{м}^3/\text{год}$	192
Питома витрата мастила, g_m	$\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	1,0
Ресурс до першої переборки, $t_{\text{пер}}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{\text{кр}}$	год	60000

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

Проаналізуємо вихідні параметри для розрахунку робочого процесу:

1. Тиск і температура навколишнього середовища

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

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і має бути такою, щоб температура газоповітряної суміші в кінці стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 620 \dots 640^\circ\text{C}$ [4].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива значно менший ніж для дизельного палива і знаходиться в межах $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [5].

4. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском визначається заданою потужністю двигуна.

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Так як кут перекриття впускного і випускного клапанів у газових двигунах не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$, то коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$.

6. Підігрів газо - повітряної суміші від стінок втулки циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків прийнято $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

7. Коефіцієнти використання теплоти

Для середньооборотних двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить в основному від частоти обертання колінчастого валу і розраховується по емпіричній формулі.

9. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40 \dots 100^{\circ}\text{C}$ [3].

10. Температура залишкових газів.

Температуру залишкових газів при виконанні розрахунку робочого процесу двигуна рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ K}$. [3]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати в межах $\varphi = 0,93 \dots 0,97$ [3].

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						15
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Номінальна потужність	$P_e = 560 \text{ кВт}$		
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$		
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$		
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$		
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$		
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 1,65$		
Число циліндрів	$i = 6$		
Коефіцієнт тактності	$z = 4$		
Тиск наддуву	$p_b = 198 \text{ кПа}$		
Тиск атмосферного повітря	$p_a = 100 \text{ кПа}$		
Температура атмосферного повітря	$T_a = 293 \text{ К}$		
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$		
Підігрів свіжого повітря	$T = 10 \text{ К}$		
Тиск залишкових газів	$p_r = 185 \text{ кПа}$		
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$		
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,10$		
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 = 1,37$		
розширення	$n_2 = 1,25$		
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$		
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$		
Нижча теплота згоряння паливного газу	$Q_H = 34000 \text{ кДж/м}^3$		
Паливо для роботи двигуна - природний газ			
Склад	в %	В об'ємних долях	
Метан	$\text{CH}_4 =$	95	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	2	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Пропан	$C_3H_8=$	2	$R_{C_3H_8} = 0,02$
Бутан	$C_4H_{10}=$	1	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	0	$R_{CO_2} = 0$
Оксид вуглецю	$CO=$	0	$R_{CO} = 0$
Азот	$N_2=$	0	$R_{N_2} = 0$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Водень	$H_2=$	0	$R_{H_2} = 0$

1.2 Параметри робочого тіла

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоля газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_n H_m - O_2] \text{ кмоль / кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,65 \cdot 10,17 = 17,78 \text{ кмоль / кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,092 \text{ кмоль}$$

1.2.4 Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5m C_n H_m + CO_2) = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,091 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,65 - 1) \cdot 10,17 = 1,3878 \text{ кмоль}$$

1.3.6 Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,65 \cdot 10,17 + 0 = 13,252 \text{ кмоль}$$

1.2.7 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,092 + 2,091 + 1,3878 + 13,252 = 17,820 \text{ кмоль}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

1.2.8 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17,82 - 17,78 = 0,040 \text{ кмоль}$$

1.2.9 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17,82}{17,39} = 1,0025$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{198}{100} \right)^{0,375} = 378,5 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{\text{int}} = T_B - (30 - 90^0) = 378,5 - 60 = 318,5 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0} = \frac{318,5 + 1,65 \cdot 10,17 \cdot 310}{1 + 1,65 \cdot 10,17} = 310 \text{ K}$$

де $T_c = 310 \text{ K}$ – температура паливного газу у змішувальній камері

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{310 + 10}{750} \cdot \frac{185}{10,5 \cdot 188,1 - 185} = 0,045$$

$$P_d = 0,95 \times P_g = 0,95 \cdot 198 = 188,1 \text{ kPa}$$

1.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} = \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{188,1}{198} \cdot \frac{310}{310 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,920$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{310 + 10 + 0,045 \cdot 750}{1 + 0,045} = 348,2 \text{ K}$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск газоповітряної суміші в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 188,1 \cdot 10,5^{1,37} = 4714,3 \text{ kPa}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4.2 Температура газоповітряної суміші в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 348,2 \cdot 10,5^{1,37-1} = 831,1K$$

1.5 Параметри процесу згоряння

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0025 + 0,045}{1 + 0,045} = 1,0024$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCv_m t_z - (mCvm_{cm} + 8,314 \lambda) \cdot t_c$$

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2} = \frac{1,09}{17,82} = 0,0612$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2} = \frac{2,09}{17,82} = 0,1173$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2} = \frac{1,3878}{17,82} = 0,0779$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2} = \frac{13,252}{17,82} = 0,7437$$

1.5.4 Мольна теплоємність продуктів згоряння

$$mCv_{me} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 30,05 + 1255,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 22,416 + 1004,6 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$mCv_{me} = 0,0815 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,7450 \cdot (19,818 + 418,6 \cdot T_z) + \\ + 0,1140 \cdot (22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} T_z) + 0,0595 \cdot (30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} T_z)$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 22,43 + 609,01 \cdot 10^{-5} T_z$$

1.5.5 Теплоємність газового палива

$$mCv_{zn} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot \\ \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.6 Мольна теплоємність складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_m = 0,95 \cdot (12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,02 \cdot (14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} T_c) + 0 \cdot (93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} T_c) + 0,595 \cdot (118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} T_c)$$

Після підстановки маємо рівняння

$$mCv_m = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 12,98 + 5501,80 \cdot 10^{-5} T_c = 60,535 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

1.5.7 Мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{mз} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$mCv_{cm} = \frac{60,532 + (20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z) \cdot 1,71 \cdot 10,17 + (23,332 + 674,2 \cdot 10^{-5} T_z)}{(1 + 1,71 \cdot 10,17)} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 1,67 + 10,17)}{(1 + 0,045)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,09 + 502,0510^{-5} T_z$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} T_z$ — мольна теплоємність повітря

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCv_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 20,8 + \frac{208,56}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 20,07 + 255,83 \cdot 10^{-5} T_z$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «z»

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{mcm} = a + b \cdot 10^{-5} T_z = 29,156 + 535,19 \cdot 10^{-5} T_z$$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці

«Z»

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z = 29,192 + \frac{269,56}{2} 10^{-5} T_z$$

Виконуємо підстановку в рівняння балансу

1.5.8 Після підстановки маємо квадратне рівняння, з якого знаходимо T_z

$$A \cdot 10^{-5} \times T_z^2 + B \times T_z - c = 0$$

де приведені коефіцієнти:

$$A = 269,6$$

$$B = 29,26$$

$$C = 56367,9$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,26 + \sqrt{29,26^2 + 4 \cdot 269,6 \cdot 10^{-5} \cdot 56367,9}}{2 \cdot 269,6 \cdot 10^{-5}}$$

$$T_z = 1942,0 \text{ K}$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c = 1,0024 \cdot 4714,3 \cdot 1942 / 831,1 = 11042,7 \text{ kPa}$$

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{11042,7}{4714,3} = 2,34$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{\text{роз}}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,34 - 2,2|}{2,34} 100\% = 5,86\%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1942}{2,34 \cdot 831,1} = 1$$

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.6.2 Тиск робочих газів в кінці розширення

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11042,7}{10,5^{1,25}} = 584,2 \text{ кПа}$$

1.6.3 Температура робочих газів в кінці розширення

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1942,}{10,5^{1,25-1}} = 1078,8 \text{ К}$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{cp.z.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right] = \frac{1078,8}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{185}{584,2} \right] = 856,0 \text{ К}$$

де $K'=1,4$; $K''=1,35$ – емпіричні коефіцієнти.

1.6.5 Температура залишкових газів в циліндрі двигуна

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}} = \frac{1078,8}{\sqrt{\frac{584,6}{185}}} = 753,3 \text{ К}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|753,3 - 750|}{753,3} \times 100\% = 1,95\%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{0,96 \cdot 4714,37}{10,5 - 1} \cdot \left[2,2 \cdot (1 - 1) + \frac{2,20 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37-1}} \right) \right] = 1235,8 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \Phi_c \cdot 22,4} 4,186 = 1,985 \frac{(1 + 1,65 \cdot 10,17) \cdot 319,9 \cdot 1235,8}{34000 \cdot 188,1 \cdot 0,92 \cdot 22,4} 4,186 = 0,44$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i} = \frac{3600}{34000 \cdot 0,44} = 0,24 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{п.ср} = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 117,8 \text{ кПа}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 600}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1235,8 - 117,8 = 1118 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1118}{1235,8} = 0,90$$

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,44 \cdot 0,90 = 0,40$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,90} = 0,265 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,265 \cdot 560 = 148,4 \text{ м}^3 / \text{год}$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{560 \cdot 10^3}{1118 \cdot 600} = 100,2 \text{ л}$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,2}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.9.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 16,71}{3,14 \times 1,36}} = 250,1 \text{ мм.}$$

1.9.3 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{пп}}{D_{пп}} = \frac{0,34}{0,25} = 1,36$$

1.9.4 Хід поршня

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 250,1 = 340,1 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.10.1 Літраж двигуна

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 100,09 \text{ л}$$

1.10.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.10.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{11181 \cdot 100,09 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 559,5 \text{ кВт}$$

1.10.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \cdot 100\% = \frac{559,5 - 560}{559,8} \cdot 100\% = 0,09\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{559,5 + 560}{2} = 559,8 \text{ кВт}$$

1.10.5 Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,236
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,71
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,04
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

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

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

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = p_{max} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа}$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 2.2

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	4,71	94,2	11,04	220,8
1,25	3,70	74,0	8,60	172,0
1,5	2,89	57,8	6,84	136,8
2,0	1,96	39,2	4,75	95,0
2,5	1,45	29,0	3,59	71,8
3,0	1,13	22,6	2,86	57,2
4	0,77	15,4	1,98	39,6
5	0,57	11,4	1,50	30,0
7	0,36	7,2	1,02	20,4
9	0,26	5,2	0,71	14,2
10,5	0,20	4,0	0,58	11,6

Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f – точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ – кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b – точка, що відповідає початку відкриття випускного клапана.

r' – точка, що відповідає початку відкриття впускного клапану.

r'' – точка, що відповідає закриттю випускного клапана.

d – точка, що відповідає закриттю впускного клапану.

c'' – точка тиску газоповітряної суміші в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d – точка, що відповідає максимальному тиску робочих газів.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

- а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$;
- б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 237,5$ мм;
- в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ;
- г) тиск залишкових газів $p_r = 0,85$ МПа;
- д) масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм;
- е) хід поршня $S = 0,34$ м;
- ж) тиск в кінці стиску $p_c = 4,71$ МПа;
- з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,04$ МПа;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	130	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,7$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,71 = 5,65$ МПа;

$p_c'/m_p = 5,65/0,05 = 113,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 11,04 = 9,38$ МПа

$p_{zd}/m_p = 9,38/0,05 = 187,6$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,91$ мм

					ПІННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Маштаб переміщення $m_s = S/AB = 340/237,5 = 1,43 \text{ мм/мм}$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6 \text{ мм.}$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі
Додатку Г графічної частини бакалаврської роботи. Там же побудована
розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в
КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

1.Ефективна потужність	$P_e = 559,5 \text{ кВт}$
2.Частота обертання колін валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
3.Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
4.Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
5 .Число циліндрів	$i = 6$
6.Коефіцієнт тактності	$z = 4$
7.Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 34000 \text{ кДж/м}^3$
8.Годинна витрата газу	$B_r = 148,4 \text{ м}^3/\text{год}$
9.Індикаторний ККД.	$\eta_i = 0,44$
10. Ефективний ККД	$\eta_e = 0,40$
11.Кількість свіжого заряду ГПС	$M_1 = 17,775 \text{ кмоль/кг}$
12. Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 17,820 \text{ кмоль/кг}$
13.Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 856,0 \text{ К}$
14.Температура ГПС на початку стиску	$T_d = 348,2 \text{ К}$
15. Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 25,70 \text{ кДж/кмоль К}$
16. Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 21,84 \text{ кДж/кмоль К}$
17. Середній індикаторний тиск	$P_{mi} = 1235,8 \text{ кПа}$

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_G - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати від двигуна в навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Теплота, яка підводиться в циліндри двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 148,4 \cdot 34000 / 3600 = 1401,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 559,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\Pi} = Q / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 559,5 / 1401,3 \cdot 100\% = 39,9\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\Gamma.р.} + W_{\text{вып.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,12 + 0,03) \cdot 1401,3 = 210,2 \text{ кВт}$$

де $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{ст.}}$, $W_{\Gamma.р.}$, $W_{\text{вып.}}$ - відповідно відносні втрати тепла від палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндру.

Згідно експериментальних даних:

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

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вып.}} = 0,03$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 168,2 \text{ мПа},$$

де $a = 0,088$ в $b = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 600 / 30 = 6,8 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 168,2 = 100,9 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 100,9 \cdot 0,0167 \cdot 600 / (30 \cdot 4) = 50,5 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 0,34 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\Pi} = P_{\Pi} = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 210,2 + 50,5 = 260,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_e \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_e} = \frac{260,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0093 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K=1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0093 \cdot 98 / 0,70 = 1,41 \text{ кВт}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$ - ККД водяного насосу.

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 1,77 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 210,2 + 50,5 + 1,41 = 262,1 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 262,1 / 1401,3 \cdot 100\% = 18,71\%.$$

Теплота, яка виноситься випускними газами із циліндрів двигуна:

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

$$\frac{148,4}{3,6 \cdot 22,4} [17,8 \cdot 31,51 \cdot 856 - 17,775 \cdot 30,16 \cdot 348,2] = 529,5 \text{ кВт}$$

44.24.15 ПЗ

де ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/кмольК}$$

ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмольК}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100 \% = 529,5 / 1401,3 \cdot 100 \% = 37,8 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{M,Д}) - Q_B = (210,2 + 84,3) - 262,1 = 32,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} = 0,06 \cdot 1401,3 = 84,3 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (168,32 / 1235,8) \cdot 0,44 = 0,06$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 32,3}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0032 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 10 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі масла.

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0032 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ кВт}$$

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

$\eta_M = 0,7$ механічний ККД масляного насосу.

Тоді

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$Q_{M2} = P_{MH} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32,3 + 1,6 = 33,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 33,9 / 1401,3 \cdot 100\% = 2,42\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_G + Q_M) = 1401,3 - (559,5 + 262,1 + 529,5 + 33,9) = 16,3 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 16,3 / 1401,3 \cdot 100\% = 1,2\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	559,5	39,9
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	262,1	18,7
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_G	529,5	37,8
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	33,9	2,4
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	16,3	1,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1401,3	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

Для виконання розрахунків на міцність головних деталей двигуна необхідно знати величини сил, що діють на деталі КШМ та остова.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

- сили тиску газів на поршень

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

де $p_{\text{ц}}$ – 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

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

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

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

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

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

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

-радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

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

а) діаметр поршня	$D = 0,25\text{м}$
б) частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ об/хв}$
в) ордината прийнята для p_{max}	$h_{\text{max}} = 220,8 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 11,04 \text{ МПа}$
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	$m_s = 80,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
к) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
л) кутова швидкість колінчастого валу	$\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

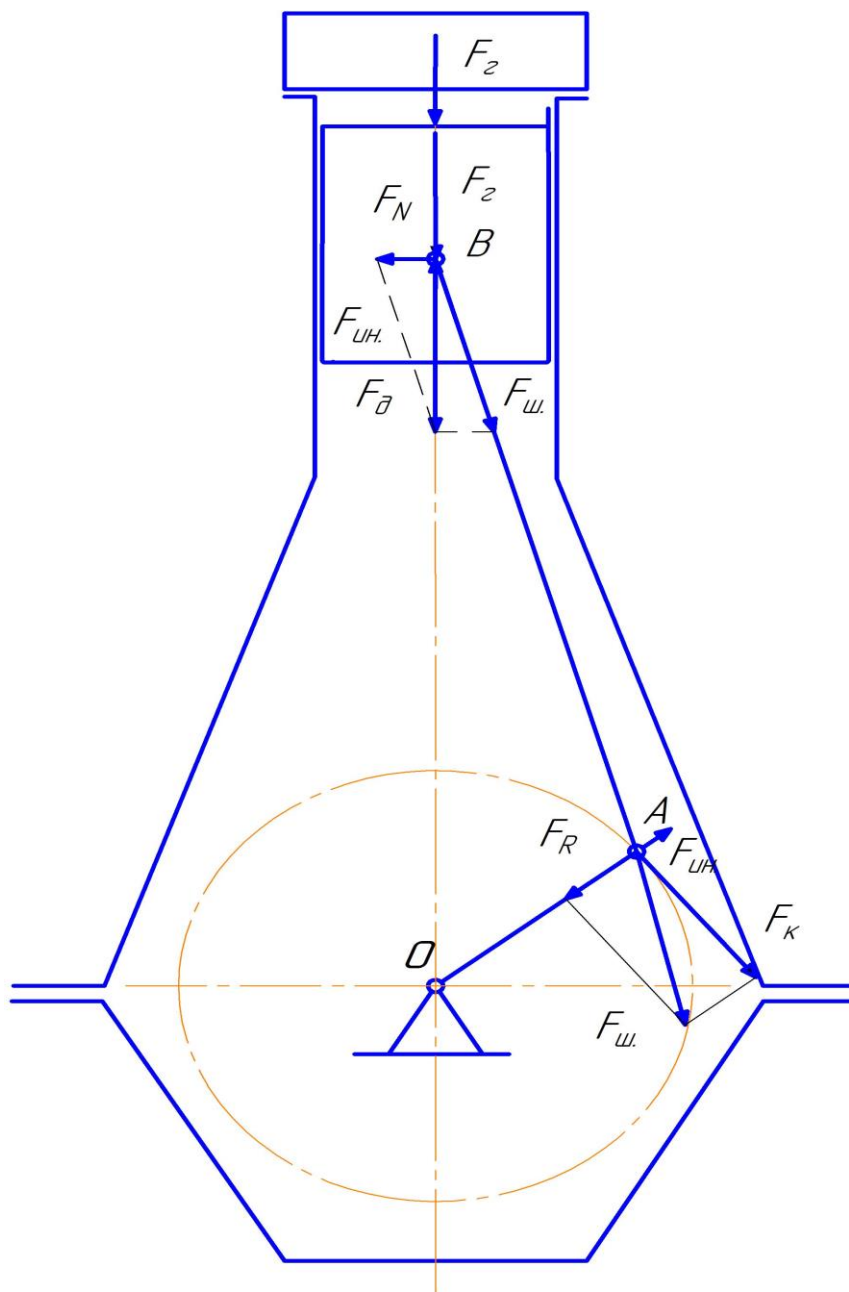


Рисунок 2.2 Схема КШМ та сили, що діють в ньому

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ

Лист

36

Таблиця 2.5 Результати динамічного розрахунку

φ °	РЦ	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	4,0	9,8	-104,4	-94,6	0,0	-94,6	0,0	40,0	-425,7	-385,7	0,0	-385,7	0,0
15	4,0	9,8	-98,8	-89,0	-5,7	-84,5	-28,5	40,0	-402,8	-362,8	-23,1	-344,4	-116,2
30	4,0	9,8	-82,9	-73,1	-9,1	-58,8	-44,4	40,0	-337,9	-297,9	-36,9	-239,5	-180,9
45	4,0	9,8	-59,3	-49,4	-8,7	-28,8	-41,1	40,0	-241,6	-201,6	-35,6	-117,4	-167,7
60	4,0	9,8	-31,6	-21,8	-4,7	-6,8	-21,2	40,0	-128,8	-88,8	-19,4	-27,6	-86,6
75	4,0	9,8	-3,8	6,0	1,5	0,1	6,2	40,0	-15,6	24,4	6,0	0,5	25,1
90	4,0	9,8	20,6	30,4	7,7	-7,7	30,4	40,0	84,0	124,0	31,5	-31,5	124,0
105	4,0	9,8	39,5	49,4	12,1	-24,4	44,6	40,0	161,2	201,2	49,2	-99,6	181,6
120	4,0	9,8	52,2	62,0	13,5	-42,7	47,0	40,0	212,8	252,8	55,1	-174,2	191,4
135	4,0	9,8	59,3	69,1	12,2	-57,5	40,2	40,0	241,6	281,6	49,7	-234,3	163,9
150	4,0	9,8	62,3	72,1	8,9	-66,9	28,3	40,0	253,8	293,8	36,4	-272,7	115,4
165	4,0	9,8	63,1	72,9	4,7	-71,6	14,4	40,0	257,2	297,2	19,0	-292,0	58,6
180	4,0	9,8	63,2	73,0	0,0	-73,0	0,0	40,0	257,6	297,6	0,0	-297,6	0,0
195	4,0	9,8	63,1	72,9	-4,7	-71,6	-14,4	40,0	257,2	297,2	-19,0	-292,0	-58,6
210	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	40,0	253,8	293,8	-36,4	-272,7	-115,4
225	4,2	10,3	59,3	69,6	-12,3	-57,9	-40,5	42,0	241,6	283,6	-50,1	-235,9	-165,1
240	4,6	11,3	52,2	63,5	-13,8	-43,7	-48,1	46,0	212,8	258,8	-56,4	-178,3	-195,9
255	5,4	13,2	39,5	52,8	-12,9	-26,1	-47,7	54,0	161,2	215,2	-52,6	-106,5	-194,2
270	6,8	16,7	20,6	37,3	-9,5	-9,5	-37,3	68,0	84,0	152,0	-38,6	-38,6	-152,0
285	9,3	22,8	-3,8	19,0	-4,6	0,4	-19,5	93,0	-15,6	77,4	-18,9	1,7	-79,6
300	13,6	33,4	-31,6	1,8	-0,4	0,5	-1,7	136,0	-128,8	7,2	-1,6	2,2	-7,0
315	22,1	54,2	-59,3	-5,0	0,9	-2,9	4,2	221,0	-241,6	-20,6	3,6	-12,0	17,1
330	38,7	94,9	-82,9	12,0	-1,5	9,7	-7,3	387,0	-337,9	49,1	-6,1	39,5	-29,8
345	66,7	163,6	-98,8	64,8	-4,1	61,5	-20,8	667,0	-402,8	264,2	-16,9	250,9	-84,7
360	103,0	252,7	-104,4	148,2	0,0	148,2	0,0	1030,0	-425,7	604,3	0,0	604,3	0,0
375	154,2	378,3	-98,8	279,5	17,8	265,3	89,6	1542,0	-402,8	1139,2	72,7	1081,6	365,1
390	93,3	228,9	-82,9	146,0	18,1	117,4	88,7	933,0	-337,9	595,1	73,8	478,5	361,4
405	55,9	137,1	-59,3	77,9	13,8	45,3	64,8	559,0	-241,6	317,4	56,1	184,8	264,1
420	36,1	88,6	-31,6	57,0	12,4	17,7	55,5	361,0	-128,8	232,2	50,6	72,3	226,4
435	25,4	62,3	-3,8	58,5	14,3	1,3	60,2	254,0	-15,6	238,4	58,3	5,4	245,3
450	19,2	47,1	20,6	67,7	17,2	-17,2	67,7	192,0	84,0	276,0	70,1	-70,1	276,0

Продовження таблиці 2.5													
465	15,5	38,0	39,5	77,6	19,0	-38,4	70,0	155,0	161,2	316,2	77,4	-156,6	285,4
480	13,2	32,4	52,2	84,6	18,4	-58,3	64,0	132,0	212,8	344,8	75,2	-237,5	261,0
495	12,0	29,4	59,3	88,7	15,7	-73,8	51,6	120,0	241,6	361,6	63,9	-300,8	210,5
510	11,1	27,2	62,3	89,5	11,1	-83,1	35,1	111,0	253,8	364,8	45,2	-338,6	143,3
525	9,8	24,0	63,1	87,1	5,6	-85,6	17,2	98,0	257,2	355,2	22,7	-349,0	70,0
540	7,7	18,9	63,2	82,1	0,0	-82,1	0,0	77,0	257,6	334,6	0,0	-334,6	0,0
555	6,0	14,7	63,1	77,8	-5,0	-76,4	-15,3	60,0	257,2	317,2	-20,2	-311,6	-62,6
570	4,0	9,8	62,3	72,1	-8,9	-66,9	-28,3	40,0	253,8	293,8	-36,4	-272,7	-115,4
585	3,7	9,1	59,3	68,3	-12,1	-56,9	-39,8	37,0	241,6	278,6	-49,2	-231,8	-162,2
600	3,7	9,1	52,2	61,3	-13,4	-42,2	-46,4	37,0	212,8	249,8	-54,5	-172,1	-189,1
615	3,7	9,1	39,5	48,6	-11,9	-24,1	-43,9	37,0	161,2	198,2	-48,5	-98,1	-178,9
630	3,7	9,1	20,6	29,7	-7,5	-7,5	-29,7	37,0	84,0	121,0	-30,7	-30,7	-121,0
645	3,7	9,1	-3,8	5,2	-1,3	0,1	-5,4	37,0	-15,6	21,4	-5,2	0,5	-22,0
660	3,7	8,6	-31,6	-23,0	5,0	-7,2	22,4	35,0	-128,8	-93,8	20,4	-29,2	91,4
675	3,7	9,1	-59,3	-50,2	8,9	-29,2	41,8	37,0	-241,6	-204,6	36,1	-119,1	170,2
690	3,7	9,1	-82,9	-73,8	9,1	-59,3	44,8	37,0	-337,9	-300,9	37,3	-241,9	182,7
705	3,7	9,1	-98,8	-89,7	5,7	-85,2	28,8	37,0	-402,8	-365,8	23,3	-347,3	117,2
720	3,7	9,1	-104,4	-95,3	0,0	-95,3	0,0	37,0	-425,7	-388,7	0,0	-388,7	0,0

3 РОЗРОБКА ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКА УПОРНОГО КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ

3.1 Призначення, умови роботи фундаментної рами.

Фундаментна рама є підставою остова дизеля та опорою рамових підшипників колінчастого вала. Складається рама з двох жорстких поздовжніх балок 1 (мал.3.1), зв'язаних поперечними балками 2 двотаврового, коробчатого чи іншого перетину, у яких розточені постелі (гнізда) 3 для установки вкладишів рамових підшипників 4. Поперечні балки розділяють раму на відсіки (по числу циліндрів), у яких обертаються кривошипи колінчастого вала. Опорними лапами 5 раму встановлюють на судновий фундамент.

Умови роботи рами наступні: навантажена силами тиску газів і силами інерції мас кривошипно- шатунного механізму частин, а також силами, що виникають при деформації корпусу судна, і силами ваги всіх деталей дизеля.

Матеріалом для виготовлення литих фундаментних рам служить чавун марок СЧ18-36, СЧ21-40, СЧ28-48, а зварених чи зварювально-литих - сталь 25 і 30. Застосування зварених і зварювально-литих конструкцій дозволяє знизити масу рами на 20-30%, а вартість її виготовлення на 10-20%. Рами малопотужних ВОД часто відливають з алюмінієвих сплавів звичайно заодно зі станиною.

3.2 Конструкція фундаментних рам

По конструкції розрізняють цільні і складені рами. Складені рами (мал.3.1,а) звичайно виконують із двох частин, жорстко з'єднаних призонними болтами, що спрощує їхнє виготовлення, транспортування і монтаж. Однак у таких рам жорсткість менше, і за рахунок стиків збільшується площа оброблюваних поверхонь.

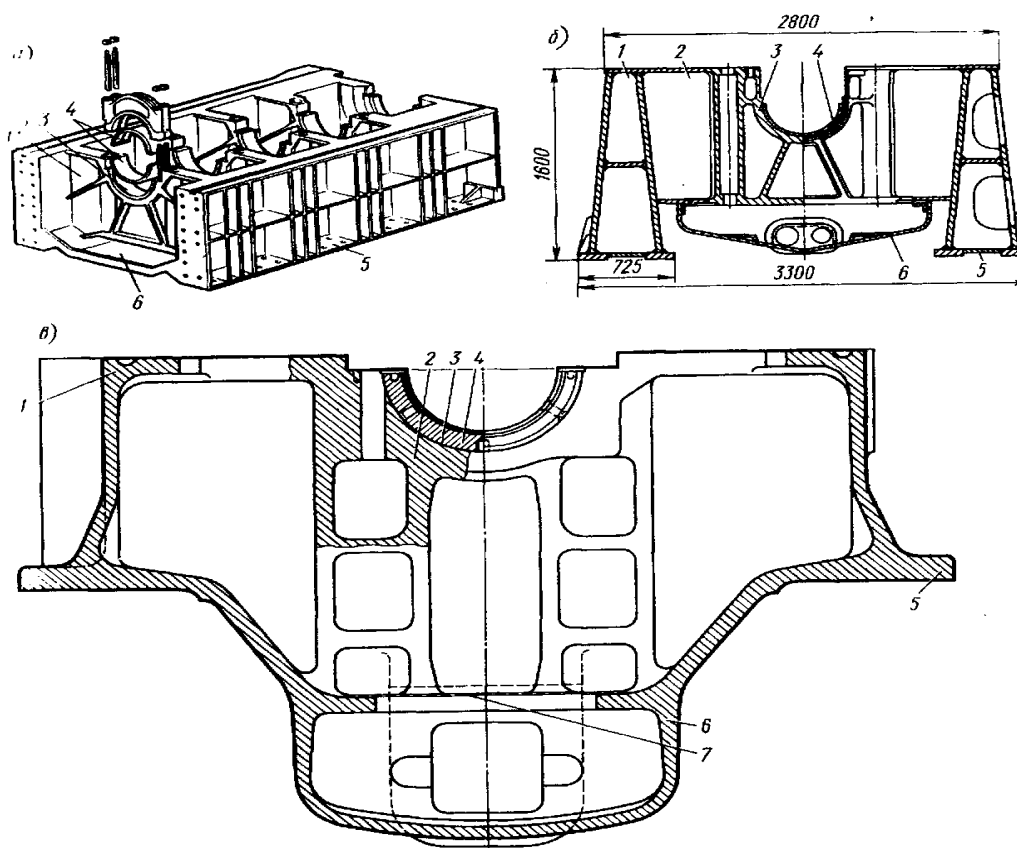
Для запобігання витоку масла верхню опорну поверхню рами пришабровують до нижньої опорної площини станини. Нижня частина рами має піддон 6, що може бути відлитий з рамою (закрита рама) чи виконана зйомною (відкрита рама). У тронкових дизелях над маслозбірником

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

часто встановлюють маслзаспокійливу сітку 7 (мал.1,в) для запобігання спінювання масла, що прискорює його окислювання.

Для перевірки положення рами на судновому фундаменті іноді передбачають спеціальні виступи-репери, оброблені заодно з поверхнею рами.

Опорні полки мають отвори для фундаментних болтів (звичайних чи довгих з дистанційними трубками для збільшення їхньої піддатливості), за допомогою яких раму кріплять до суднового фундаменту. Частина болтів у кормовій частині фундаментної рами є призонними, що забезпечує можливість її подовжнього зсуву при нагріванні у бік носової частини і збереження центрування. Окремі отвори мають різьбу для установки віджимних болтів, що використовуються для підйому рами при її центруванні по осі валопроводу чи валу приводного механізму.



Малюнок 3.1 Фундаментні рами дизелів

1- балка поздовжня; 2 – балка поперечна; 3 – постіль; 4 – вкладиші рамових підшипників; 5 – опорні лапи; 6 – піддон; 7 – маслзаспокійлива сітка

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Необхідна жорсткість фундаментної рами забезпечується за рахунок великої висоти (до 2 м) зварених подовжніх балок коробчастого перетину і зварювально-відлитих поперечних балок з ребрами жорсткості (мал.3.1,а,б) чи відлитого заодно з рамою піддону (мал.3.1,в).

3.3 Конструкція, умови роботи та матеріали рамових та упорних підшипників

Рамові підшипники служать опорою для рамових шийок колінчатого валу. У суднових дизелях застосовують рамові підшипники ковзання. Підшипник складається з двох вкладишів 3 і 5 (мал.3.2,а-г), залитих антифрикційним сплавом, і кришки 1.

Умови роботи: підшипник - навантажений силами тиску газів і силами інерції мас деталей КШМ. Максимальний питомий тиск на підшипник від дії газових і інерційних сил у МОД досягає 14 МПа, а у форсованих СОД і ВОД - 35 МПа.

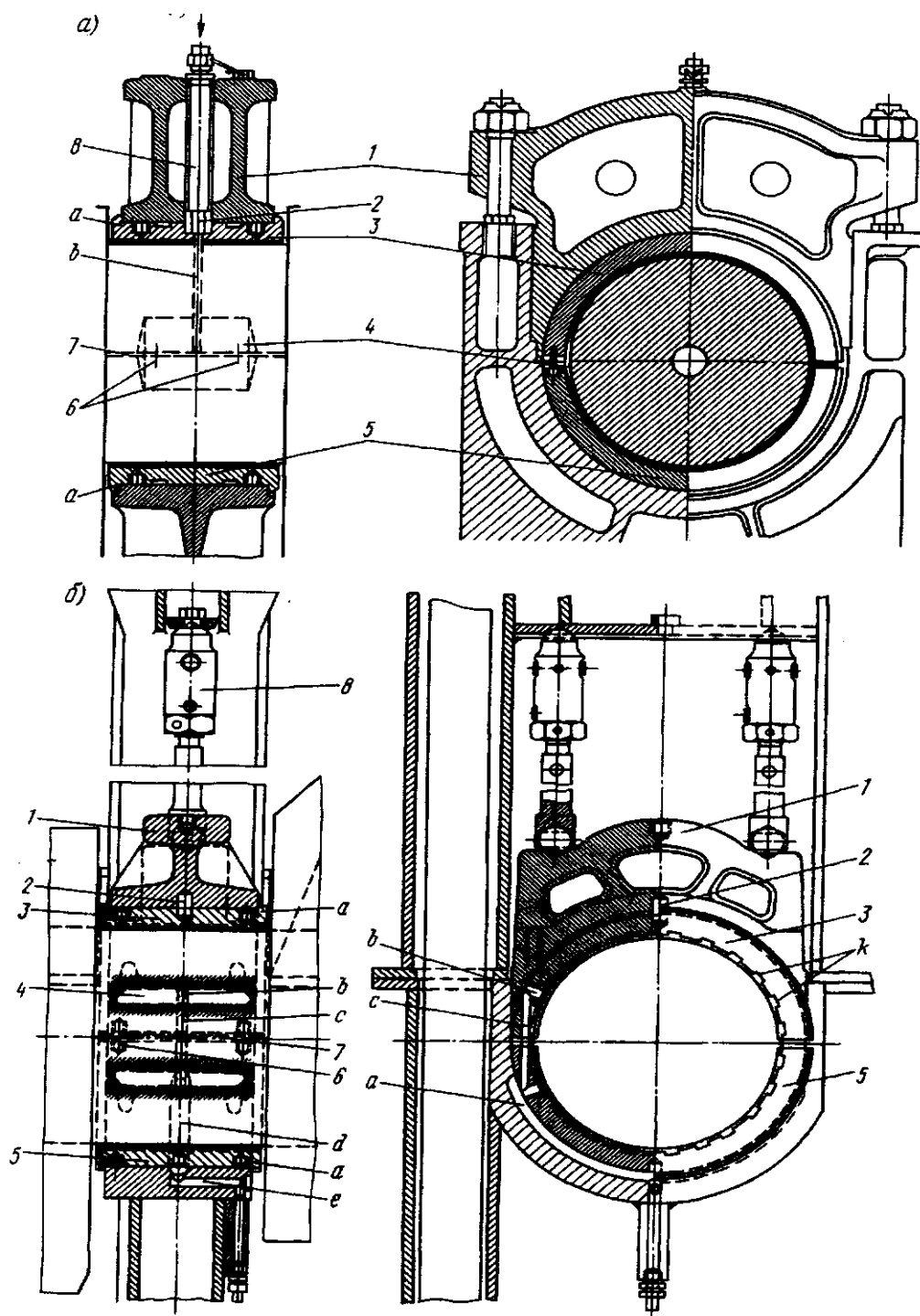
До конструкції підшипника пред'являються наступні основні вимоги: висока жорсткість і забезпечення гідродинамічних умов змащення; можливість заміни нижнього вкладиша без підйому колінчастого валу; антифрикційний сплав повинний витримувати великі питомі тиски й ударні навантаження, мати малий коефіцієнт тертя, високу зносостійкість і стомлюючу міцність.

Матеріалом для виготовлення вкладишів підшипників звичайно служить маловуглецеві сталі марок 10 і 15 чи бронза. Заливають вкладиші бабітом Б83, Б89 і Б90 чи свинцюватою бронзою БрС3О. У сучасних форсованих СОД широко застосовують вкладиші зі сталевोї стрічки, покритої тонким шаром бабіту, свинцюватої бронзи чи алюмінієвого сплаву АСМ і А020-1. Для прискорення приробітки вкладиші часто покривають гальванічним способом тонким шаром (0,02-0,03 мм) олова, свинцю, або індію.

Бронзові вкладиші забезпечують високу надійність роботи підшипника внаслідок гарного тепловідводу та однакового з бабітом коефіцієнту лінійного розширення, що сприяє зниженню залишкових напружень у бабіті після заливання вкладиша.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До переваг бабіту відносяться: високі антифрикційні властивості, пластичність і гарна припрацьовуваність до шийки валу, корозійна стійкість. Недоліки бабіту: низька межа втоми, відносно невисокий питомий тиск, що допускається, (близько 18 МПа); низька температура плавлення (250-350 °С); висока вартість.

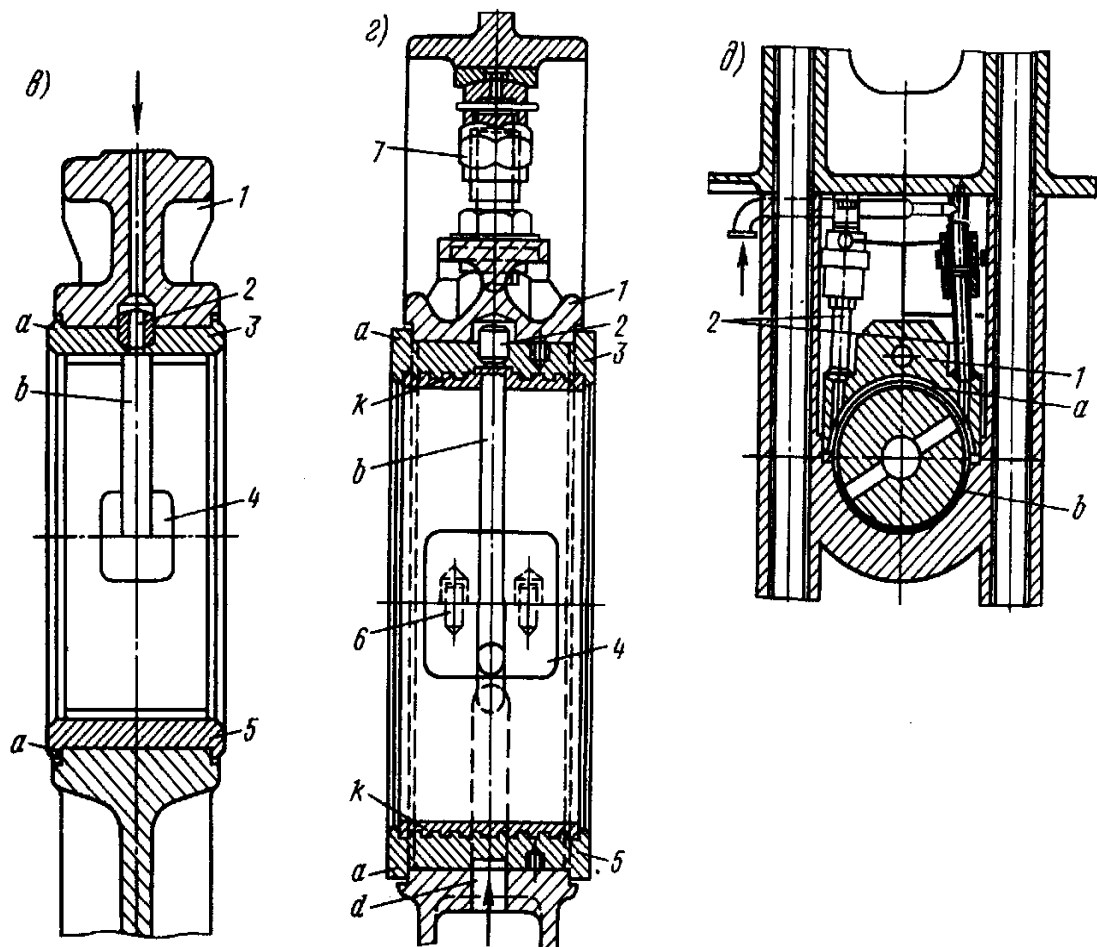


Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ

Лист

42



Малюнок 3.2 Рамові підшипники
дизелів

1- кришка; 2,6 – штифт; 3 – вкладиш верхній; - 4 – «холодильник-акумулятор»; 5 – вкладиш нижній; 7 – прокладка регулююча.

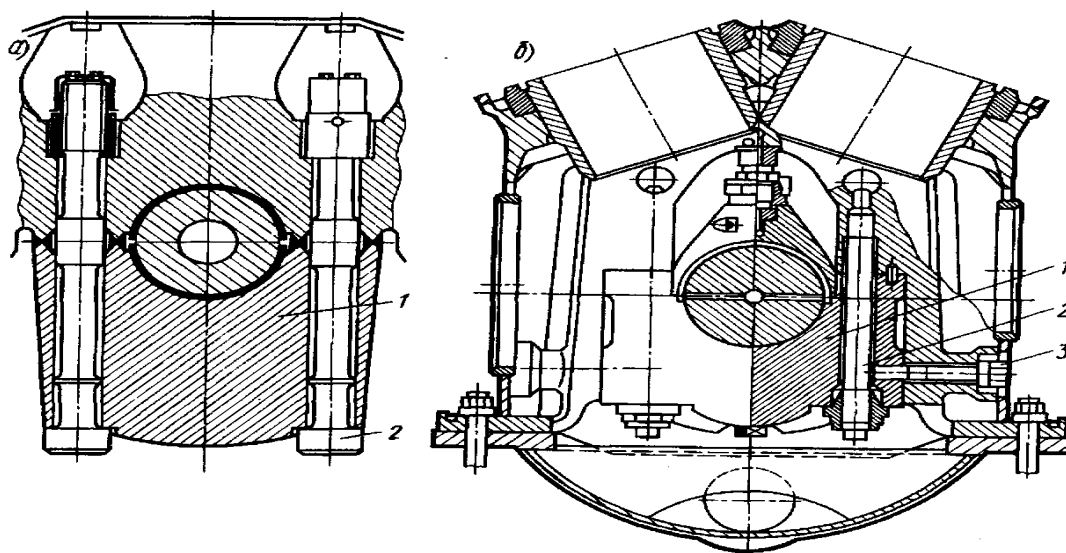
Свинцевиста бронза має наступні переваги: висока стомлююча міцність і високий питомий тиск, що допускається, (до 60 МПа), висока теплопровідність, що забезпечує роботу підшипника при температурах до 200° С. Недоліки свинцевистої бронзи: велика твердість, що визиває необхідність точної обробки вкладишів і збільшення твердості шийок валу шляхом азотування або високочастотного загартування; низька корозійна стійкість вимагає застосування масел підвищеної якості, тому що мідь свинцевистої бронзи є каталізатором окислювання масла, а свинець вступає в реакцію з кислотою, при цьому утворюються солі, що легко вимиваються із сплаву.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

По конструкції розрізняють рамові підшипники з товстостінними і тонкостінними вкладишами, підвісні і настановні (опорно-упорні).

Вкладиші (верхній і нижній) щільно приганяють до постелі рами і до кришки підшипника. Верхній вкладиш 3 (мал.3.2,в-г) фіксують від розвороту втулкою або штифтом 2. Осьовий зсув вкладишів 5 і 3 запобігається буртами *a* чи штифтами. Для більш надійного зчеплення антифрикційного сплаву з тілом вкладиша на його внутрішній поверхні іноді прорізають канавки *к* (мал.3.2,б,г) у формі «ластівкового хвоста» чи трапецеїдального різьблення. У сучасних дизелях такі канавки звичайно не роблять, тому що вони викликають концентрацію напружень, що знижує стомлюючу міцність антифрикційного сплаву.

Відповідно до гідродинамічної теорії змащення, а також через концентрацію напружень канавки на робочій поверхні «навантажених» вкладишів небажані однак для забезпечення постійного потоку масла в рамовий підшипник канавки в роблять не тільки на верхньому, але іноді і на частині нижнього вкладиша (мал.3,д).



Малюнок 3.3 Підвісні рамові підшипники

1 – бугель; 2 – болт; 3 – болт поперечний;

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

У ВОД навантаження на підшипник у великому ступені визначають відцентрові сили інерції обертових мас, тому навантаженою може виявитися вся його поверхня. У цьому випадку масло підводять не через підшипник, а по свердліннях у колінчатому валу.

Бугель підвісного рамового підшипники сприймає повний тиск газів у циліндрах. Тому його роблять масивним і кріплять до станини болтами 2 (мал.3.3,а) чи вертикальними шпильками 2 і поперечними болтами 3 (мал.3.3,б).

Для запобігання осьового переміщення колінчатого валу один з рамових підшипників (з боку маховика чи шестерні приводу розподільного валу) роблять опорно-упорним, що дозволяє зберегти нормальні зазори в зубчастих передачах під час роботи дизеля. Колінчатий вал нагрівається і подовжується більше, ніж фундаментна рама (подовження кожного 1 м довжини валу складає 0,01 мм/°C). Тому для забезпечення вільного подовження валу при його нагріванні в одному напрямку в упорному підшипнику передбачають мінімальний осьовий зазор, а інші рамові підшипники виконують меншої довжини, чим довжина рамових шийок валу. Упорний підшипник має залиті антифрикційним сплавом торцеві завзяті поверхні, знімні упорні кільця чи сегменти, у які упираються бурти рамової шийки чи торцеві поверхні щік кривошипа.

Упорний підшипник не розрахований на упор гребного гвинта. Тому при роботі дизеля на гвинт передбачають судновий упорний підшипник (окремий чи вбудований у раму дизеля). При цьому осьовий зазор в судовому упорному підшипнику повинний бути менше.

У стиків вкладишів фрезерують або ж ексцентрично розточують масляні "холодильники-акумулятори" масла 4, що служать для підведення і кращого затягування масла під шийку при обертанні валу і розподілу масла по довжині підшипника, запобігання защемлення шийки валу внаслідок деформації* вкладишів при складанні підшипника, забезпечення змащення на початку

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

обертання валу. Холодильники не повинні доходити до країв підшипника, щоб не було надмірного витоку масла.

Для регулювання масляного зазору в підшипнику між стиками вкладишів установлюють набір латунних прокладок 7 (мал.3.2 а,б), що прикріплюють до верхнього вкладиша гвинтами 6 чи фіксують штифтами. Набір прокладок знижує жорсткість підшипника, а тому в сучасних СОД і ВОД їх не встановлюють, а при збільшенні масляного зазору замінюють вкладиші. При відсутності прокладок штифти 6 (мал.3.2 г) забезпечують центрування вкладишів між собою.

Для підвищення надійності роботи підшипників у деяких ВОД замість циліндричної виконують гіперболічне розточення вкладишів, що компенсує їхню деформацію під час роботи дизеля.

Кришки підшипників для спрощення виготовлення і монтажу в деяких МОД застосовують складеної конструкції (мал.3.2а). До рами дизеля кришку кріплять шпильками (мал.3.2а,в), гвинтовими 7 (мал.3.2г) або гвинтогідравличними 8 (мал.3.2б), 2 (мал.3.2д) розпірними домкратами. В сучасних дизелях шпильки затягують гідравличними домкратами, конструкція яких подібна конструкції домкратів для затягування анкерних шпильок. Кріплення кришки домкратами дозволяє спростити розбирання підшипника, зменшити габаритні розміри кришки і відстань між анкерними шпильками (при цьому зменшується момент, що згинає кришку і поперечну балку фундаментної рами).

Підведення масла до холодильників підшипника здійснюють завжди через його найменш навантажену зону. У МОД і СОД масло звичайно підводять зверху по кільцевій канавці б (мал.3.2а,в) на робочій поверхні верхнього вкладиша по кільцевій канавці а (мал.3.2д) у кришці, чи через отвори у верхньому вкладиші і далі по кільцевій канавці б на його поверхні. В першому випадку для підведення масла використана трубка 8, загвинчена у вкладиш, а в другому - гвинтогідравличні домкрати 2. Для спрощення розбирання підшипника масло часто підводять знизу по каналу е і канавці в постелі (мал.3.2б) і далі по свердліннях с і б у вкладишах до холодильників по каналу А в постелі (мал.3.2г),

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

канавці на потилиці нижнього вкладиша і далі через свердління до масляних холодильників і до канавки *b* на робочій поверхні верхнього вкладиша.

3.4 Обґрунтування конструкції напівкільця підшипника упорного

В кваліфікаційній роботі пропонується сучасна конструкція упорного кільця, що фіксує колінчастий вал від осьового переміщення. Серійна конструкція упорного кільця розроблялася для дизельного двигуна, в якому основне навантаження на упорний підшипник створювали паливні насоси високого тиску, які приводилися в дію паливними кулаками розподільчого валу. В дизелях типу ЧН25/34 і газових двигунах типу ГЧН25/34 привід розподільчого валу здійснюється шестерневою передачею від колінчастого валу. Отже, навантаження на розподільчий вал від приводу впускних і випускних клапанів, паливних насосів високого тиску передаються на колінчастий вал у вигляді крутного моменту. Для зменшення шуму зубчастої передачі її шестерні виконані косозубими, що приводить до виникнення в шестернях передачі окрім кругових ще й осьових сил, які діють на колінчастий вал і можуть переміщати його в осьовому напрямку. Щоб цього не відбувалося, встановлюють у фундаментній рамі напівкільця підшипника упорного. Так як у газовому двигуні паливні насоси високого тиску відсутні, то навантаження на напівкільця визначаються лише навантаженнями від приводу впускних та випускних клапанів. Навантаження від приводу впускного клапана є незначним і його можна не враховувати. Максимальне навантаження від приводу випускного клапана виникає в момент його відкриття. Тиск на тарілку випускного клапана можна знайти в розрахунку робочого процесу газового двигуна. Отже, зменшенні навантаження на підшипник упорний в газовому двигуні дають можливість змінити конструкцію напівкільця і зробити його більш технологічним та менш вартісним при збереженні надійності роботи.

Знайдемо силу, що діє на тарілку випускного клапана в момент його відкриття по

$$\text{формулі } F_T = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot p_b = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,8 \cdot 10^6 = 6280 \text{ Н}$$

де $d_T = 0,1 \text{ м}$ – діаметр тарілки клапана

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$p_b = 0,8 \text{ МПа}$ – тиск робочих газів в циліндрі двигуна в момент відкриття випускного клапана (за 50°ПКВ до НМТ).

Максимальна потужність для приводу випускного клапану, що передається від розподільчого валу до приводної шестерні колінчастого валу

$$P_{\max} = F_T \cdot v_a / \eta_{\pi} = 6280 \cdot 0,5 / 0,95 = 3305 \text{ Ват},$$

де $v_a = 0,5 \text{ м/с}$ – максимальна допустима швидкість підйому – посадки клапана на сідло із чавуну.

$\eta_{\pi} = 0,95$ – механічний ККД зубчастої передачі від колінчастого валу до розподільного валу.

Кутова швидкість обертання колінчастого валу

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 600 / 30 = 62,8 \text{ рад/с}$$

Максимальний крутний момент на приводній шестерні колінчастого валу

$$M_{\max} = P_{\max} / \omega = 3305 / 62,8 = 52,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Дотична сила, що діє в зубчастому зацепленні: шестерня привідна колінчастого валу - проміжна шестерня.

$$F_T = 2 \cdot M_{\max} / D_{\pi} = 2 \cdot 52,9 / 0,432 = 245 \text{ Н}, \text{ де}$$

$D_{\pi} = 0,432 \text{ м}$ - діаметр початкового круга приводної шестерні колінчастого валу.

Осьова сила, що діє в зубчастому зацепленні та сприймається півкільцем підшипника упорного

$$F_a = F_T \cdot \operatorname{tg} \alpha = 245 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 245 \cdot 0,364 = 89,2 \text{ Н}$$

Площа робочої поверхні напівкільця підшипника упорного

$$A = 0,5 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (0,145^2 - 0,128^2) = 0,0046 \text{ м}^2$$

Питомий тиск на робочій поверхні напівкільця

$$q = F_a / A = 89,2 / 0,0046 = 19391 \text{ Н/м}^2 = 0,0194 \text{ МПа}$$

значно менше допустимого тиску для бабіта марки Б83 $[q] = 10 \text{ МПа}$

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Розробка методів і засобів зменшення шкідливої дії від шуму ДВЗ.

Для зниження створюваного поршневым ДВЗ шуму можуть бути застосовані наступні методи: зменшення шуму в самому двигуні, зміна направленості випромінювання шуму, правильна планіровка приміщень дизельної електростанції, акустична обробка приміщень, зменшення рівня шуму на шляху його поширення, розробка організаційно– технічних заходів та застосування засобів індивідуального захисту обслуговуючого персоналу.

Найбільш дієвий засіб боротьби із шумом - це зменшення шуму в самому ДВЗ, який виникає внаслідок пружних коливань як всього двигуна в цілому, так і окремих його вузлів і деталей. Причини виникнення цих коливань – механічні, гідродинамічні і електричні явища, що визначаються конструктивними та технологічними особливостями двигуна, а також умовами його експлуатації. У зв'язку з цим розрізняють шуми механічного, аеро - , гідродинамічного та електромагнітного походження.

Зменшення рівня механічного шуму, що є наслідком вібрації поверхонь двигуна, а також періодичних ударів в з'єднаннях деталей, складальних одиниць або конструкції в цілому, досягається, в першу чергу покращенням конструкції обладнання: заміною зворотно-поступального руху у вузлах механізмів на рівномірно-обертальні; застосування косозубих та шевронних шестерень замість прямозубих, а також підвищення класу точності обробки їх поверхонь; заміною зубчастих та ланцюгових передач клино-пасовими і зубчасто-ремінними (зниження шуму на 10 – 15 дБ); використанням металів з більшим внутрішнім тертям (застосування замість сталі різних марок сірих чавунів); заміною металевих деталей на деталі із пластмас при можливості.

Особливо для високих тонів шуму, ефективно застосування демпфування, коли поверхня, що коливається, покривається матеріалом з більшим внутрішнім тертям (гума, пробка, бітум, войлок і таке інше).

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними вимогами, що пред'являються до демпфіруючих матеріалів є: висока ефективність, мала маса, здатність міцно утримуватися на металі і попереджувати його корозію.

Аеродиначні шуми виникають при витіканні повітря під тиском або випускних газів із отворів, пульсації тиску при русі потоків повітря у впускному колекторі і випускних газів у випускному. Також вони виникають при русі тіл у повітрі з великими швидкостями, швидкому згорянні рідкого або газоподібного палива в циліндрах двигуна. Гідродинамічні шуми виникають при гідравлічних ударах, детонації, турбулентності потоку, кавітації. Причиною аеро-, і гідродинамічних шумів є стаціонарні та нестанціонарні процеси в газах або рідинах. Знизити аеро- і гідродинамічні шуми можливо за рахунок зменшення швидкості обтікання тіл, що приводить до зменшення вихороутворення в струях, а також шляхом звукоізоляції джерела шуму і установки глушників.

Електромагнітні шуми виникають під впливом змінних магнітних сил внаслідок коливання елементів електромеханічних пристроїв— коливання статора і ротора електричних машин, сердечників трансформаторів і таке інше. Зниження електромагнітного шуму можна здійснити тільки шляхом конструктивних змін в електричних машинах.

Зміна напрямленості випромінювання шуму дає можливість знизити його рівень на 10 – 15 дБ, що необхідно враховувати при проектуванні установок з направленим випромінюванням. Наприклад, труба для скидання стиснутого повітря компресорної установки повинна розміщатися таким способом, щоб максимум випромінюваного шуму був направлений в протилежну від робочого місця сторону.

Послабленню виробничого шуму сприяє раціональне планування машинної зали електростанції. Її розміщують з підвітряної сторони по відношенню до житлового масиву та на достатній відстані від нього.

Розриви поміж шумними приміщеннями електростанції корисно озеленяти, так як листя дерев хороший поглинач шуму.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільш шумні агрегати електростанції розташовують на одній ділянці машинної зали та звукоізолюють. При неможливості забезпечення звукоізоляції для захисту персоналу від прямого випромінювання шуму застосовують акустичні екрани, які облицьовані звукопоглинаючими матеріалами, а також звукоізольованими кабінами для спостереження та дистанційного управління.

Інтенсивність шуму в приміщеннях залежить не тільки від прямого, але й від відбитого звуку. Зменшення енергії відбитих хвиль за рахунок збільшення еквівалентної площі звукопоглинання називається акустичною обробкою приміщення. Це досягається шляхом розміщення на внутрішніх поверхнях приміщення звукопоглинальних облицовок, а також установки в приміщенні штучних звукопоглиначів, виготовлених із пористих матеріалів. Звукова енергія, проникаючи в товщину матеріалу, трансформується в теплову. Цей процес здійснюється за рахунок вязкого тертя повітря у вузьких порах рихлого матеріалу.

На практиці застосовують наступні звукопоглинаючі матеріали: мінеральну вату, ультратонке скловолокно, дерево-волокнисті і мінераловатні плити, пористий полівинілхлорид і таке інше.

Установка звукопоглинаючих облицовок зменшує шум по сумарному уровню на 6 – 8 дБ в зоні відбитого звуку і на 2 – 3 дБ рядом із джерелом шуму.

Організаційно-технічні заходи по захисту від шуму повинні включати:

- застосування мал шумних технологічних процесів (зміна технології виробництва, способу обробки та транспортування матеріалу, наприклад, заміна клепання пневмоінструментами на гідравлічні або ж зварювальні процеси, штамповку на пресовку, ручну правку металу – на вальцовку);
 - обладнання шумних двигунів з підвищеним рівнем шуму засобами дистанційного управління і автоматичного контролю;
 - вдосконалення технології ремонту та обслуговування двигунів;
- використання раціональних режимів праці та відпочинку працівників, що

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

обслуговують установки з ДВЗ. Важливо скорочувати час перебування в зонах з підвищеним рівнем шуму, організовувати протягом робочого дня короткочасні перериви для відновлення функції слуху в тихих приміщеннях.

Засобами індивідуального захисту від шуму являються вкладиші, навушники та шлемофони.

Вкладиші вставляють в зовнішній слуховий прохід, вони бувають м'якими (еластичні і волокнисті) і тверді. М'які вкладиші виробляються із губки, вати, марлі, ультратонкої скловати (інколи їх пропитують маслами, воском, смолами, парафіном); тверді вкладиші – із пластмас, ебоніта, гуми.

Вкладиші є самими дешевими і компактними засобами для захисту від шуму, але недостатньо ефективними (зменшення рівня шуму на 5 – 20 дБ) і в багатьох випадках не зовсім зручними, так як вони можуть подразнювати слуховий прохід.

Навушники утримуються дугоподібною пружиною і щільно облягають вушну раковину та можуть вставлятися в головний убір. Ступінь послаблення шуму залежить від конструкції навушників і частоти шуму. Причому найбільший ефект спостерігається на високих частотах (для навушників ВЦННІОТ-2М д 38 дБ на частоті близької до 8000Гц.), що необхідно враховувати при їх використанні.

Шоломи застосовують при дії шумів з рівнями більше 120дБ, так як в цьому випадку шум діє безпосередньо на мозок людини (через черепну коробку) і вкладиші та навушники не забезпечують необхідного захисту.

Захист від дії ультразвуку здійснюється тими ж методами, що і захист від шуму. Доцільно також використовувати в обладнанні більш високі робочі частоти, для яких допустимі рівні звукового тиску вище.

Захист від дії ультразвуку при контактному опромінюванні заключається в усуненні контакту з середовищами, що коливаються. Для цього завантаження, вивантаження та інші роботи виконують при вимкнених джерелах

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

ультразвуку. В іншому випадку використовують спеціальні пристосування, обладнанні ручками не звязаними жорстко з поверхнями, що коливаються, або ж індивідуальні захисні рукавиці.

4.2 Розробка заходів по зменшенню негативного впливу роботи ДВЗ на навколишнє середовище

4.2.1 Причини токсичності відпрацьованих газів ДВЗ.

Сучасне виробництво рідкого палива для ДВЗ і особливо високооктанових бензинів супроводжується застосуванням дорогих технологічних процесів або ж з використанням спеціальних присадок, наприклад, тетраетилсвинця (ТЕС). В рідких паливах для ДВЗ часто містяться дуже токсичні вуглеводні типу бенз – апирену. Не менше небезпечні для здоров'я людей і навколишнього середовища з'єднання свинцю, барія, ванадія та інших елементів. Незважаючи на те, що при згорянні палива вони структурно змінюються, проте у новоутворених з'єднаннях зберігають у відпрацьованих газах високий рівень токсичності. Наявність в бензині речовин, що містять свинець (застосування ТЕС), перетворюють паливо у високотоксичний продукт.

У яких ДВЗ відпрацьовані гази являються найбільш токсичними висновок можна зробити, ознайомившись із даними табл.4.1 та табл. 4.2

Таблиця 4.1 Вміст токсичних компонентів у випускних газах ДВЗ (на одиницю об'єму)

Двигун	Вміст компонентів, мільйонні долі об'єму (ppm)		
	NO	CO	Вуглеводні
Дизель	0,4...2,0	0,2...5,0	0,3...12,0
Карбюраторний (бензиновий)	0,6...2,0	40....10	15....120

Ці дані свідчать, що із всіх компонентів випускних газів основним і найбільш небезпечним являється оксид вуглецю CO, так як у відпрацьованих газах

Таблиця 4.2 Вміст токсичних компонентів у випускних газах ДВЗ (на одиницю потужності)

Двигун	Вміст компонентів, мг/(кВт·с)		
	NO	CO	Вуглеводні
Дизель	0,4...2,0	0,2...5,0	0,3...12,0
Карбюраторний (бензиновий)	0,6...2,0	40....10	15....120

всіх ДВЗ його міститься значно більше, ніж інших компонентів. Також слід прийняти до уваги те, що відпрацьовані гази містять не тільки продукти неповного згоряння, але і канцерогенні речовини.

Відкладення у газовихлопних трубопроводах мають такж суттєвий вплив на забруднення атмосфери. Так, сірка S, яка міститься в складі палива, в процесі згоряння окислюється в сірчистий ангідрид H_2S , який при вже температурі $100...160^{\circ}C$ конденсується і осідає на стінках газовипускних трактів. Абсорбуючи вологу H_2O із продуктів згоряння, він утворює сірчану кислоту H_2SO_4 , яка сприяє злипанню сажі в частинки з діаметром в декілька міліметрів. Розжарені кусочки сажі, небезпечні в пожарному відношенні, виносяться потоком газу в атмосферу.

4.2.2 Заходи по боротьбі із забрудненням атмосфери внаслідок роботи ДВЗ

Боротьба із забрудненням атмосфери дизелями здійснюється в основному в плані заходів по зменшенню задимлення установками з ДВЗ. Ще на стадії їх проектування розробляються методи оцінки можливого забруднення атмосфери та приймаються необхідні методи захисту. Одночасно із усуненням причин утворення іскор вишуковуються способи для вловлювання іскор із відпрацьованих газів, щоб не допустити їх попадання в атмосферу.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Обладнання димоходів і газовихлопних трубопроводів двигунів іскрогасниками є одним із заходів протипожежної профілактики у відношенні транспортних та стаціонарних установок з ДВЗ. На судах, що перевозять нафтопродукти і інші легкозаймисті вантажі, а також на буксирах, які обслуговують вказані судна та суднах – рятувальниках установка іскрогасників сухого та мокрого типу в димоходах і газовихлопних трубопроводах є обов'язковим. Встановлюються іскрогасники і на тепловозах.

Іскрогасники відносяться до апаратів, які вважаються тільки пасивними засобами конструктивного протипожежного захисту. Їхня задача направлена на попередження виникнення пожеж. При транспортуванні негорючих вантажів і пасажирів наявність іскрогасників визначається санітарно – гігієнічними вимогами.

Іскрогасники, які експлуатуються на транспортних установках можна розділити на такі типи: сухі та мокрі; парові і з пристроями повітряного заслону, іскрогасники- глушники.

До числа конструктивних заходів, що зменшують забруднення атмосфери карбюраторними ДВЗ, відноситься застосування таких пристроїв, як автономна система холостого ходу, клапан відключення подачі палива на примусовому холостому ходу, регулятор розрідження. Також ефективно переведення роботи двигуна з рідкого палива на газове паливо.

Для дизелів хороші результати дає застосування автоматичного регулятора кута випередження подачі палива, що особливо суттєво для двигунів, які працюють на змінних швидкісних режимах.

До числа заходів експлуатаційного характеру, що сприяють зменшенню токсичності відпрацьованих газів ДВЗ, можна віднести наступні:

- постійне підтримання двигуна в справному технічному стані; проведення обов'язкової періодичної діагностики;
- систематичне регулювання кута випередження запалювання у карбюраторних двигунах; перевірка всіх елементів паливоподачі та запалювання.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Шляхом регулювання форсунок і паливних насосів високого тиску дизельних двигунів забезпечується їх бездимна робота.

Зменшення токсичності випускних газів зводиться також шляхом зміни складу рідких палив і особливо бензину, створення нових антидетонаторів, які замінюють ТЕС.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

В період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигунів-генераторів необхідно постійно дотримуватися вимог техніки безпеки, охорони праці та пожежної безпеки та дотримуватися наступного:

- для надання першої допомоги при опіках, травмах та отруєнні газом машинне відділення повинно мати медичинську аптечку, а також вогнегасники. Регулярно необхідно перевіряти їх зміст та готовність до використання.

- систематично визначати загазованість машинної зали за допомогою приборів (газоаналізаторів). Концентрація метану у повітрі 5 - 15% є вибухонебезпечною.

- при ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу та стиснутого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного управління вивісити попереджувальні таблички про заборону пуску двигуна. На двигуні та його площадках після закінчення робіт не дозволяється залишати деталі, інструмент та пристосування. Негайно прибрати пролиті масло та воду;

- паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку»;

- перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином, категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем;

- провертання колінчастого валу вручну не менше двох обертів виконувати перед пуском двигуна з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання, після чого зняти ричаг та закрити декомпресійні крани;

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- кожен день необхідно перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти причину та усувати неполадки;
- при необхідності люки картера можливо відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора;
- приміщення машинного відділення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією, вентиляційні канали не можна перекривати;
- виявленні неполадки необхідно усувати тільки при зупиненому двигуні;
- перед шафами управління повинні бути встелені гумові килими, якими обслуговуючий персонал має користуватися при проведенні робіт по шафам;
- при роботі в картері двигуна використовувати тільки переносні електричні лампи напругою 6-36 В. захищені металевою сіткою;
- в машинному відділенні користуватися відкритим вогнем та палити суворо забороняється;
- в машинному відділенні зберігати тільки горючі матеріали, які необхідні при експлуатації двигуна – генератора;
- двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої необхідно регулярно, а двигун кожен день, очищати від горючих –змащувальних матеріалів та пилу;
- в темну пору доби при ремонті необхідно забезпечити якісне освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі;
- в машинному приміщенні при обслуговуванні двигуна рекомендується носити притулену одіж .

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена кваліфікаційна робота тему "Вдосконалення конструкції упорного підшипника стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку підшипника упорного. Робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 560 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу та індикаторних діаграм теоретичної та дійсної. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску газоповітряної суміші у впускному колекторі двигуна $P_k = 0,198 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,65$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Основне місце в кваліфікаційній роботі займає розробка конструкції підшипника упорного, яка забезпечує високу надійність та тривалу роботу в різних умовах експлуатації. Працездатність підшипника упорного покращеної конструкції підтверджується розрахунками по визначенню питомого тиску на напівкільце підшипника упорного.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації та шкідливих викидів у вигляді впускних газів тому велику увагу в кваліфікаційній роботі відведено на розробку заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури впускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресор ТК, застосування сірого чавуну для виготовлення деталей остову, який активно поглинає вібрацію двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.:ил.

					ПННІ НУК 142.44.24.15 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		