

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: Розробка системи подачі газу інжекторного типу для 4-тактного двигуна потужністю 45 кВт.

Прототип – 4Ч7,6/8

Виконав: студент групи 41-ЕМ-20з

_____ **Озимок Д. В.**

Керівник роботи:

_____ к.т.н., доцент
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Галинкін Ю. М.**
(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 Озимок Дмитру Вікторовичу

1. Тема роботи: Розробка системи подачі газу інжекторного типу для 4-тактного двигуна потужністю 45 кВт.

Прототип – 4Ч7,6/8

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 11

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч7,6/8, номінальною потужністю 45 кВт.

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

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 4Ч7,6/8.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка системи подачі газу інжекторного типу

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун-насос (СК), 2. Двигун 4ЧН7,6/8 (СК). 3. Схеми подачі газу інжекторного типу (СП), 4. Заслінка (СК), 5. 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.	Розробка системи подачі газу	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	12.04.2024	
6.	Розробка креслення складального заслінки	26.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення деталей заслінки	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 _____ Озимок Д.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Галинкін Ю.М.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи на тему «Розробка системи подачі газу інжекторного типу для 4-тактного двигуна потужністю 45 кВт.» складається із вступу, чотирьох розділів та семи додатків - двох специфікацій та п'ять листів креслень.

Текстова частина пояснювальної записки складається з опису конструкції двигуна-прототипу 4Ч7,6/8, опису водонасосної станції, виконані розрахунки робочого процесу проектного двигуна з визначенням його основних параметрів. Розрахований тепловий баланс двигуна, теоретична і дійсна індикаторна діаграми. Для можливості побудова діаграм сил, що діють на КШМ, виконано динамічний розрахунок двигуна. Був приведений опис інжекторної системи подачі газу. Зроблені розрахунки деяких елементів, а саме розрахунок заслінки та впускного колектора. Також в бакалаврській роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 4Ч7,6/8 (поперечний переріз), креслення складальне заслінки, креслення двигун-насос та схеми подачі газу інжекторного типу. а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: газ, водонасосна станція, заслінка, впускний колектор, інжектор, охорона праці.

Abstract

Explanatory note to the bachelor's thesis on the topic "Development of an injection-type gas supply system for a 4-stroke engine with a capacity of 45 kW." consists of an introduction, four chapters and seven appendices - two specifications and five sheets of drawings.

The textual part of the explanatory note consists of a description of the design of the 4Ch7,6/8 prototype engine, a description of the water pumping station, calculations of the working process of the designed engine with determination of its main parameters. Calculated heat balance of the engine, theoretical and actual indicator diagrams. For the possibility of constructing diagrams of the forces acting on the KShM, a dynamic calculation of the engine was performed. A description of the gas injection system was given. Calculations of some elements were made, namely the calculation of the damper and intake manifold. Also, in the bachelor's thesis, measures for labor protection and environmental protection were developed, and general conclusions were drawn on the work performed.

Appendices to the explanatory note contain a drawing of the 4Ч7.6/8 engine (cross-section), an assembly drawing of the damper, a drawing of the engine-pump, and gas supply diagrams of the injector type. as well as diagrams of forces acting on parts of KShM.

Key words: gas, water pumping station, damper, intake manifold, injector, labor protection.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
-------------------	----------

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис базового двигуна 4Ч 7,6/8.....	7
1.2 Опис водонасосної станції на базі двигуна 4ГЧ7,6/8.....	17

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.....	20
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	21
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	33
2.4 Динамічний розрахунок двигуна.....	45
2.5 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.....	50

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗУ ІНЖЕКТОРНОГО ТИПУ

3.1 Класифікація та описання сучасних систем подачі газу	52
3.2 Описання інжекторної системи з розподіленням впорскуванням газу	55
3.3 Розрахунок елементів системи подачі газу	59

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці.....	61
4.2 Захист навколишнього середовища	65

ВИСНОВКИ.....	71
----------------------	-----------

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	72
--------------------------------	-----------

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Озимок			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Галинкін					3	77
						44-ЕМ-22з		
Н. Контр.		Галинкін						
Затверд.		Нестеренко						

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Двигун-насос, СК, А1.....	73
ДОДАТОК 2	Двигун 4ГЧ7,6/8, СК, А1.....	74
ДОДАТОК 3	Схема системи подачі газу інжекторного типу, СП., А1.....	75
ДОДАТОК 4	Заслінка ,СК., А1.....	76
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	77

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається розширення їх вдосконалення. Тому перед двигунобудівниками стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що, як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ.

Сучасний двигун складається з великої кількості різноманітних деталей, систем та механізмів, від роботи яких в значній мірі залежать такі параметри: вага, технічні характеристики двигуна. Основним подальшим розвитком двигунобудування є переобладнання двигунів працюючих на дорогому бензиновому паливі на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – природному газі.

В кваліфікаційній роботі пропонується покращена системи подачі газу інжекторного типу.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

При розробці двигуна потужністю 45 кВт для водонасосної станції в якості базового двигуна був обраний бензиновий двигун 4Ч 7,6/8.

Найбільш доцільним приводом для стаціонарної водонасосної установки, що працює майже увесь час на номінальному режимі, повинен бути двигун з мінімальними затратами на закупку пального, обслуговування та ремонт, а також налаштування систем паливостачання.

Тому для даного проекту був запропонований газовий варіант базового двигуна 4ГЧ7,6/8 з інжекторною системою подачі газового палива та електронним керуванням та налаштуванням цієї системи.

Двигун-насос призначений для установки на стаціонарних водо-насосних станціях як основне джерело постачання води до споживача.

1.1 Опис базового бензинового двигуна 4Ч 7,6/8

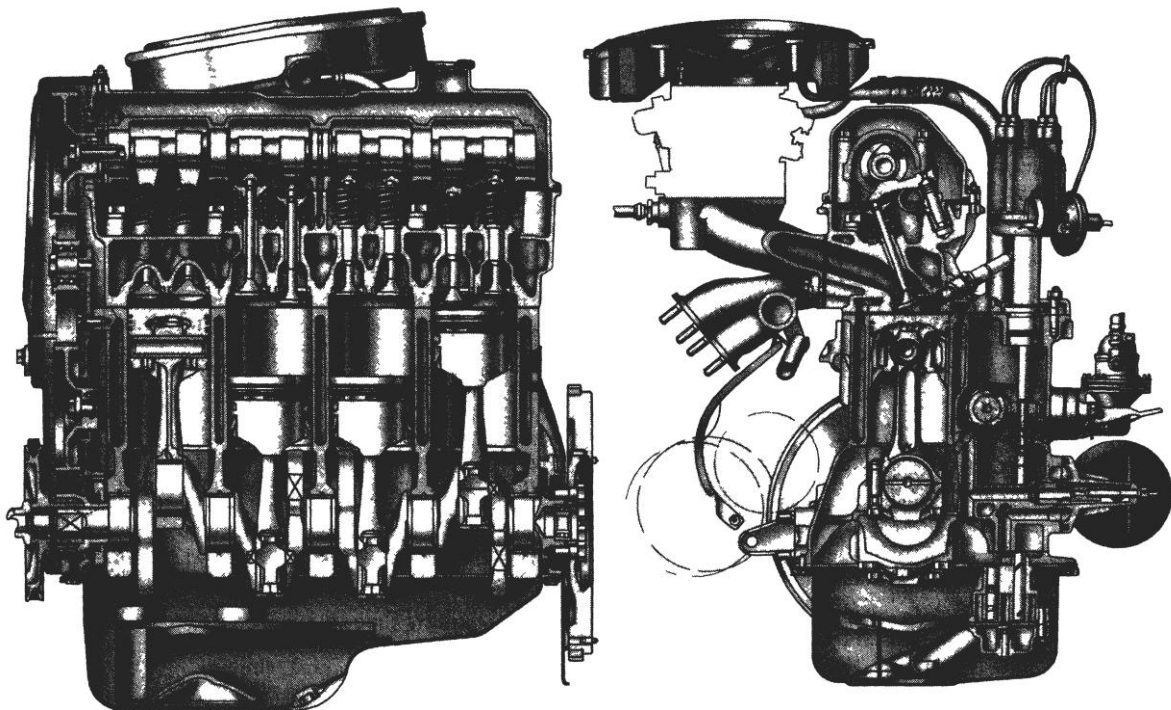


Рисунок 1.1 Поздовжній і поперечний розрізи двигуна.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Блок циліндрів

Основні розміри блоку циліндрів вказані на рис. 1.2. Блок циліндрів відлив із спеціального низьколегованого високоміцного чавуну. Циліндри розточуються безпосередньо в блоці і вставних гільз не мають. У нижній частині блоку циліндрів розташовано п'ять опор для корінних підшипників колінчастого валу. Кришки корінних підшипників колінчастого валу обробляються в зборі з блоком циліндрів, тому вони невзаємозамінні і для відмінності мають риски на зовнішній поверхні.

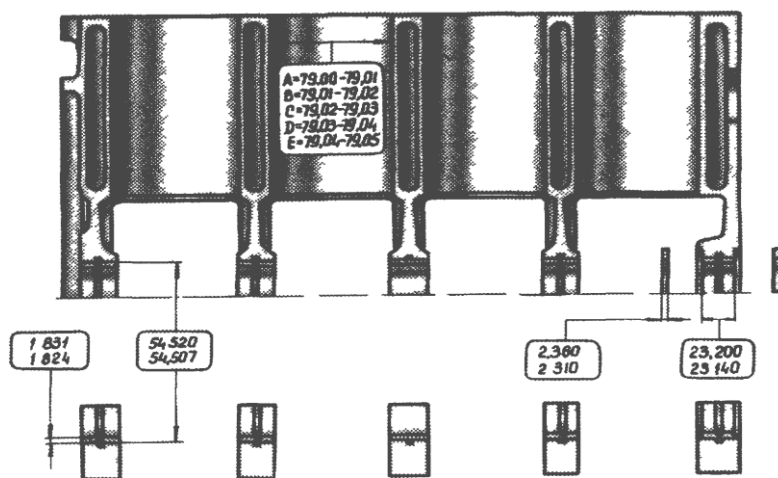


Рис. 1.2 Основні розміри блоку циліндрів.

З передньої частини блоку циліндрів знаходиться ремінний привід розподільного валу і валу приводу допоміжних агрегатів (масляного насоса, розподільника запалення і паливного насоса). Вал обертається в двох сталевалюмінієвих втулках, запресованих в блок циліндрів. З 1984 р. задня втулка виготовляється з металокераміки. У запасні частини поставляються втулки номінального і ремонтного розміру із зменшеним на 0,3 мм внутрішнім діаметром.

З переду блок циліндрів закритий кришкою приводу розподільного валу з переднім самопіджимним сальником колінчастого валу і з сальником валу приводу масляного насоса і розподільника запалення. Ззаду до блоку циліндрів прикріплений утримувач заднього сальника колінчастого валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знизу блок циліндрів закритий сталевим штампованим масляним картером. Між блоком циліндрів і картером, а також між блоком циліндрів і кришкою приводу розподільного валу встановлюються пробко-гумові прокладки.

Кривошипний-шатунний механізм

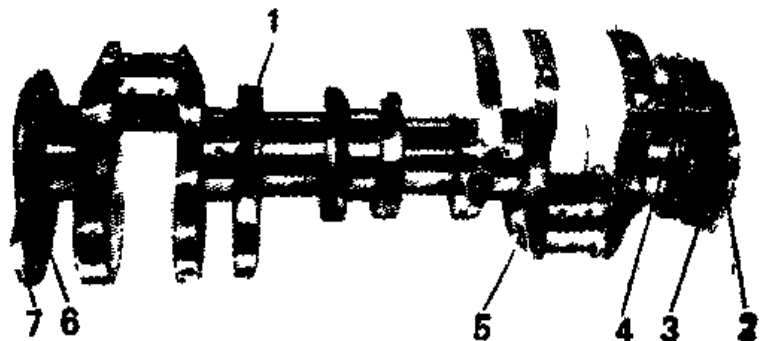
Колінчастий вал – сталевий, п'ятиопорний. Поверхні шийок валу загартовані струмом високої частоти на глибину 2 – 3 мм. У задньому кінці колінчастого валу виконано гніздо під передній підшипник провідного валу коробки передач, по зовнішньому діаметру якого центрується маховик.

Шатунні і корінні шийки колінчастого валу з'єднуються каналами, по яких підводиться масло для змащення шатунних підшипників. Технологічні виходи каналів закриті ковпачковими заглушками, які запресовані і для надійності закарбовані в трьох точках. Для подовження терміну служби колінчастого валу передбачена можливість перешліфовування шийок колінчастого валу при зносі або пошкодженні їх поверхонь. Шліфуванням діаметри шийок зменшуються на 0,25; 0,5; 0,75 і 1,00 мм.

Вкладиші корінних і шатунних підшипників сталеві. Верхні вкладиші 1-, 2-, 4- і 5-го корінних підшипників мають канавку на внутрішній поверхні, а нижні без канавки. Вкладиші центрального (3-го) корінного підшипника відрізняються від інших більшою шириною і відсутністю канавки на внутрішній поверхні. Всі вкладиші шатунних підшипників без канавок, однакові і взаємозамінні.

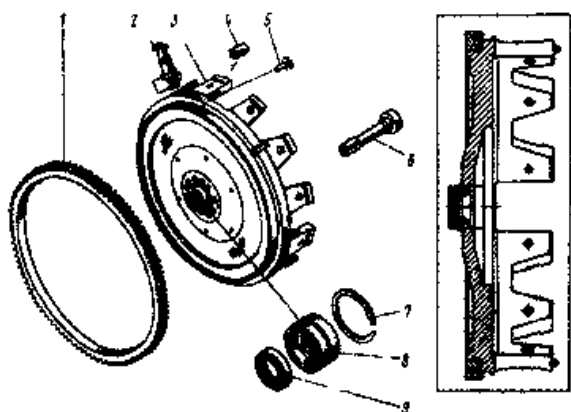
Рис. 1.3 Колінчастий вал в зборі:

- 1 – вал колінний; 2 - масловідбивач;
- 3 - шестерня ведуча; 4 - противага задня;
- 5 - заглушка шатунної шийки;
- 6 - шестерня приводу масляного насоса;
- 7- противаги передня.



					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Маховик відливається з чавуну і забезпечений сталевим зубчатим вінцем



для пуску двигуна стартером. Маховик встановлюється на колінчастий вал так, щоб мітка (конусоподібна лунка біля зубчатого вінця) – знаходилася проти шатунної шийки 4-го циліндра. Мітка служить для визначення ВМТ в першому і четвертому циліндрі.

Рис. 1.4 Маховик:

1 - вінець зубчатий; 2 - фіксатор маховика; 3 - маховик; 4, 8 - втулки настановні; 5-сухар віджимного важеля зчеплення; 6 - болт кріплення маховика; 7- кільця опорне, пружинне; 9 - манжета провідного валу коробки передач.

Поршень виготовлений з алюмінієвого сплаву і покритий шаром олова для поліпшення пропрацьовування. Спідниця поршня в поперечному перетині овальна, а по висоті конічна. Тому вимірювати діаметр поршня необхідно тільки в площині, перпендикулярній поршневому пальцю і на відстані 52,4 мм від днища поршня. Отвір під поршневий палець зміщений від осі симетрії на 2 мм в праву сторону двигуна. Тому для правильної установки поршня в циліндр біля отвору під поршневий палець є мітка «П» яка повинна бути обернена у бік передньої частини двигуна.

Поршні ремонтних розмірів для всіх моделей двигунів виготовляються із збільшеним на 0,4 і 0,8 мм зовнішнім діаметром

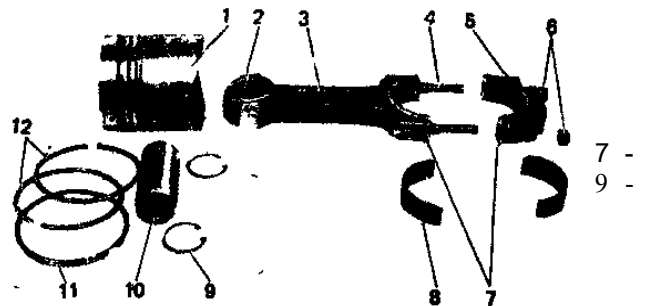
Поршневі кільця виготовлені з чавуну. Зовнішня поверхня верхнього компресійного кільця хромована і має бочкоподібну форму. Нижнє компресійне кільце – скребкового типу (з виточкою по зовнішній поверхні), фосфатоване. Маслоз'ємне кільце має прорізи для масла, що знімається з циліндра, і внутрішню виту пружину (розширювач).

Поршневий палець – сталевий, трубчастого перетину, запресований у верхню головку шатуна і вільно обертається в бобишках поршня.

Шатун – сталевий, кований, з роз'ємною нижньою головкою, в якій встановлюються вкладиші шатунного підшипника. Шатун обробляється разом з кришкою, тому при збірці цифри на шатуні і кришці повинні бути однакові.

Рис. 1.5 Шатуново-поршнева група:

1 - поршень; 2 - втулка верхньої головки шатуна; 3 - шатун; 4 - болт шатуновий; 5 - кришка шатуна; 6 - гайка; мітка обдарованості; 8 - вкладиш нижньої головки шатуна; кільце стопорне; 10 - палець; 11 - кільце маслоз'мне; 12 - кільця компресійні.



Механізм газорозподілу

Механізм газорозподілу призначений для впускання в циліндри повітря і випуску відпрацьованих газів. Відкриття і закриття впускних і випускних клапанів відбувається в строго певних положеннях по відношенню до верхньої і нижньої мертвим точкам, які відповідають кутам повороту шийки колінчастого валу, вказаним в діаграмі фаз газорозподілу.

Головка циліндрів – загальна для чотирьох циліндрів, відлила з алюмінієвого сплаву. Основні розміри головки циліндрів клапанів і направляючих втулок дані на рис. 1.6.

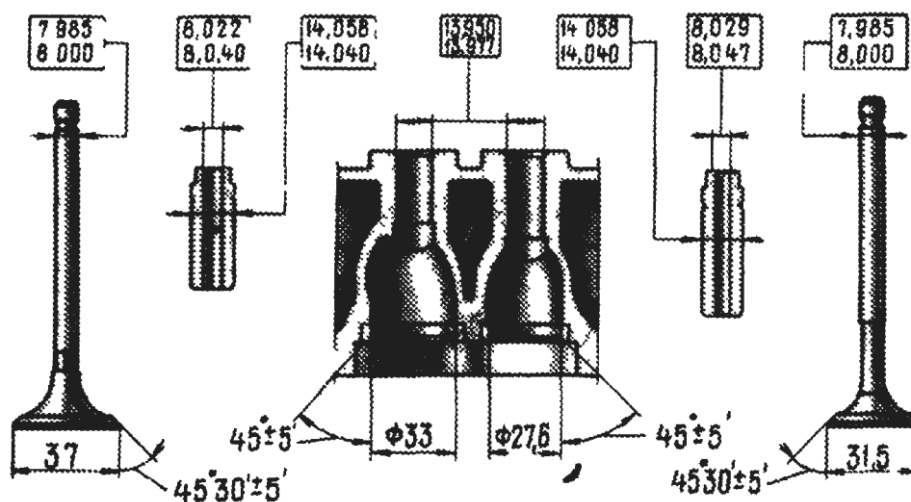


Рис. 1.6 Основні розміри клапанів і направляючих втулок.

У головку циліндрів запресовані чавунні сидла і направляючі втулки клапанів. Робочі фаски сидел обробляються після запресовки в зборі з головкою

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

циліндрів, щоб забезпечити точну співвісність фасок з отворами направляючих втулок клапанів.

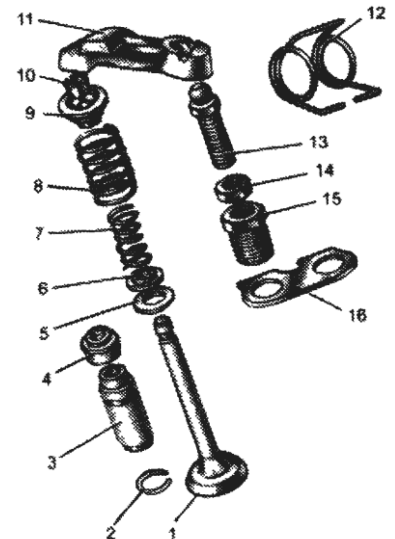
Отвори у втулках обробляються також після запресовки втулок в головку циліндрів. Це робиться для забезпечення точності діаметру отвору і його розташування по відношенню до робочих фасок сидла і клапана. У отворах направляючих втулок є спіральні канавки для мастила. У втулок впускних клапанів канавки нарізані до половини довжини отвору, а у втулок випускних клапанів – на всій довжині отвору.

Зверху на направляючі втулки надягають масловідбивні ковпачки з тепломаслостійкої гуми із сталевим арматурним кільцем. Ковпачки охоплюють стрижні клапанів і служать для зменшення проникнення масла в камеру згорання через зазори між направляючою втулкою і стрижнем клапана.

Кожен клапан має дві циліндрові пружини: зовнішню і внутрішню, що спираються на дві опорні шайби. Зверху пружини упираються в тарілку, яка утримується на стрижні клапана двома з тими, що мають в складеному вигляді форму усіченого конуса.

Рис. 1.7 Деталі клапанного механізму:

1 - клапан; 2 - стопорне кільце; 3 - направляюча втулка; 4 - масловідбивний ковпачок; 5 - опорна шайба зовнішньої пружини; 6 - опорна шайба внутрішньої пружини; 7 - внутрішня пружина; 8 - зовнішня пружина; 9 - тарілка пружини; 10 - сухарі; 11 - важіль приводу клапана; 12 - пружина важеля; 13 - регулювальний болт; 14 - контргайка регулювального болта; 15 - втулка регулювального болта; 16 - стопорна пластина пружини важеля.



Розподільний вал – чавунний, литий, обертається на п'яти опорах в алюмінієвому литому корпусі підшипників, встановленому на головці циліндрів. Від осьових переміщень утримується упорним фланцем, розташованим в проточці передньої опорної шийки валу. Основні розміри розподільного валу і корпусу підшипників розподільного валу дані на рис. 1.8.

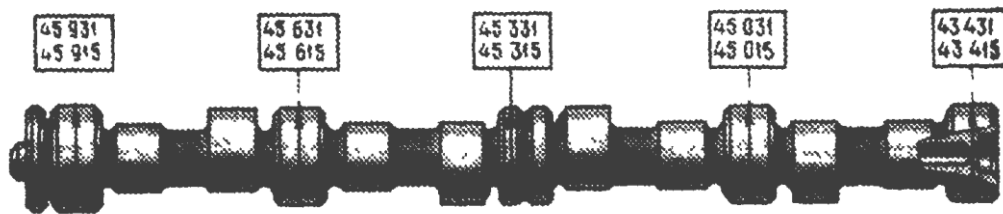


Рис. 1.8 Основні розміри розподільного валу.

На двигунах встановлюються азотовані розподільні вали з відбіленням кулачків; ці вали мають відмітний шестигранний поясочок між 3-м і 4-м кулачками.

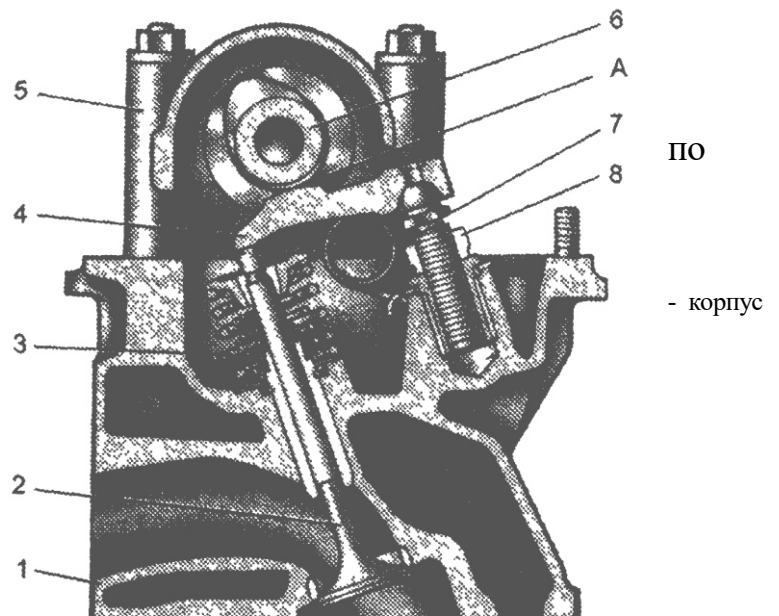
Клапани приводяться в дію розподільним валом через короткі сталеві важелі 4 (рис. 1.9). Важелі гойдаються на сферичній головці болта, яким регулюється зазор А між кулачками розподільного валу і важелями.

Привід розподільного валу здійснюється від провідного шків колінчастого валу зубчатим ременем. Цим же ременем приводиться і шків валу приводу масляного насоса. Натягнення ремня регулюється за допомогою натяжного ролика, який закріплений на кронштейні і обертається на дворядному кульковому підшипнику.

Привід ізольований від попадання масла трьома сальниками, що охоплюють маточини шківів. Зовні привід закритий трьома пластмасовими кришками: верхньою середньою і нижньою.

Рис. 1.9 Розріз головки циліндрів випускному клапану:

1 - головка циліндрів; 2 - випускний клапан; 3 - масловідбивний ковпачок; 4 - важіль клапана; 5 - підшипник розподільного валу; 6 - розподільний вал; 7 - регулювальний болт; 8 - контргайка болта; А - зазор між важелем і кулачком розподільного валу.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ

Арк.

12

Система охолодження – рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини, з розширювальним бачком.

Насос охолоджуючої рідини відцентрового типу, приводиться в дію від шківів колінчастого валу клиновидним ременем 14 (рис. 1.10).

Вентилятор 11 має чотирьохлопатеву крильчатку, яка кріпиться болтами до маточини 6 (рис. 1.12) шківів 8, приводиться в дію від ременя приводу насоса.

Термостат з твердим термочутливим наповнювачем має основний 9 (рис. 1.11) і перепускний 2 клапани. Початок відкриття основного клапана при температурі охолоджуючої рідини $77 - 86^{\circ}\text{C}$ ход основного клапана не менше 6 мм.

Радіатор – вертикальний, трубчасто-пластинчастий, з двома рядами трубок і сталевими лудженими пластинами. У пробці 8 (рис. 1.10) заливної горловини є впускний і випускний клапани.

Температура охолоджуючої рідини в системі плюс $77...86^{\circ}\text{C}$. Тепловий режим двигуна регулюється автоматично термостатами і вмикачем гідромуфти приводу вентилятора, які управляють напрямом потоку рідини і роботою вентилятора залежно від температури охолоджуючої рідини в двигуні.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

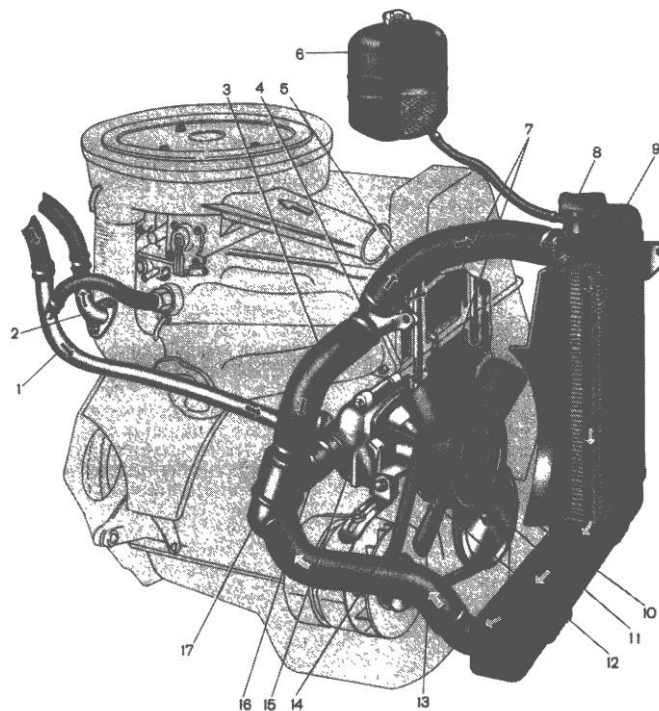


Рис. 1.10 Будова системи охолодження:

1 - трубка відведення рідини від радіатора обігрівача; 2 - патрубок відведення гарячої рідини з головки циліндрів в радіатор обігрівача; 3 - перепускний шланг термостата; 4 - випускний патрубок сорочки охолодження; 5 - шланг радіатора, що підводить; 6 - розширювальний бачок; 7 - сорочка охолодження; 8 - пробка радіатора; 9 - трубка радіатора; 10 - кожух вентилятора; 11 - вентилятор; 12 - шків; 13 - відвідний шланг радіатора; 14 - ремінь вентилятора; 15 - насос охолоджуючої рідини; 16 - шланг подачі охолоджуючої рідини в насос; 17 – термостат.

Для прискорення прогрівання двигуна, а також підтримки температурного режиму двигуна в холодну пору року перед радіатором встановлені жалюзі.

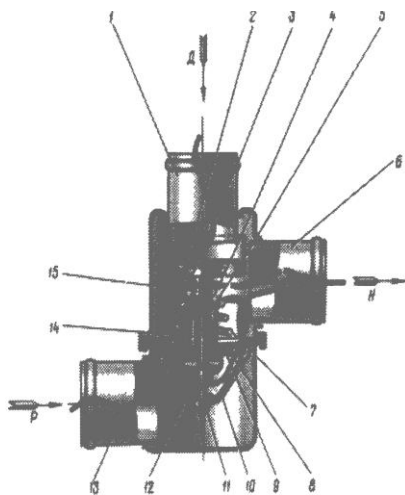
Радіатор кріплять на автомобілі в трьох точках на гумових подушках, ступінь затягування яких обмежується втулками розпорів.

Жалюзі – стулкові, управляються з кабіни водія ручкою, розташованою під щитком приладів, праворуч від рульової колонки. Щоб закрити жалюзі, треба потягнути ручку на себе. Закривати жалюзі слід при прогріванні двигуна, а також при русі у разі пониження температури охолоджуючої рідини.

Жалюзі радіатора призначені для регулювання потоку повітря, що прокачується через ґрати радіатора. Вони виконані у вигляді набору горизонтальних пластин з оцинкованого заліза, об'єднані загальною рамкою і забезпечені шарнірним пристроєм, що забезпечує одночасний поворот їх біля осей. Жалюзі прикріплюють до каркаса радіатора перед охолоджуючими ґратами.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Вентилятор – осьового типу, чотирьохлопастний, встановлений на веденому валу гідромуфти. Вентилятор обертається у встановленому на рамці радіатора



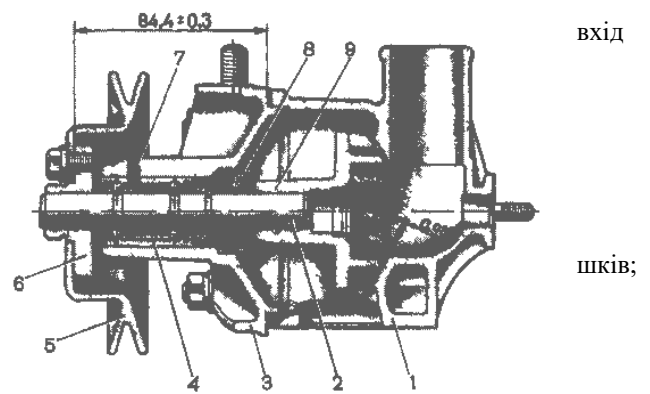
дифузори, який зменшує підсос lopастями повітря з боків і тим самим сприяє збільшенню потоку повітря, що просмоктується вентилятором через радіатор.

Рис. 1.11 Термостат:

1 - вхідний патрубок (від двигуна); 2 - перепускний клапан; 3 - пружина перепускного клапана; 4 - стакан; 5 - гумова вставка; 6 - вихідний патрубок; 7 - пружина основного клапана; 8 - сідло основного клапана; 9 - основний клапан; 10 - утримувач; 11 - регулювальна гайка; 12 - поршень; 13 - вхідний патрубок від радіатора; 14 - наповнювач; 15 - обойма. Про - вхід рідини від двигуна; Р - вхід рідини від радіатора; Н - вихід рідини до насоса

Рис. 1.12 Насос охолоджуючої рідини:

1 - корпус; 2 - вал насоса; 3 - кришка; 4 - підшипник; 5 - 6 - ступиця шківів; 7 - стопорний гвинт підшипника; 8 - сальник; 9 - крильчатка.



Система мащення двигуна комбінована, з «мокрим» картером. Масло під тиском подається до корінних і шатунних підшипників колінчастого валу, до підшипників розподільного валу, втулок коромисел, до підшипників паливного насоса високого тиску і компресора.

Передбачена пульсуюча подача масла до верхніх сферичних опор штанг штовхачів.

Під тиском змащуються корінні і шатунні підшипники, опори і кулачки розподільного валу, підшипники валу 10 (рис. 1.13), шестерня приводу масляного насоса 1 і розподільника запалення. Маслом, що витікає із зазорів і розбризкуваним рухомими деталями, змащуються стінки циліндрів, поршні з поршневыми кільцями, поршневі пальці в бобишках поршня, ланцюг приводу

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розподільного валу, опори важелів приводу клапанів, а також стрижні клапанів в їх направляючих втулках.

При падінні тиску масла нижче допустимого спалахує контрольна лампа недостатнього тиску масла.

Масляний насос 1 – шестерного типу, з редукційним клапаном, встановлений усередині картера і кріпиться до блоку циліндрів двома болтами.

Масляний фільтр 28 – повнопоточний, нерозбірний, з перепускним і протидренажним клапанами.

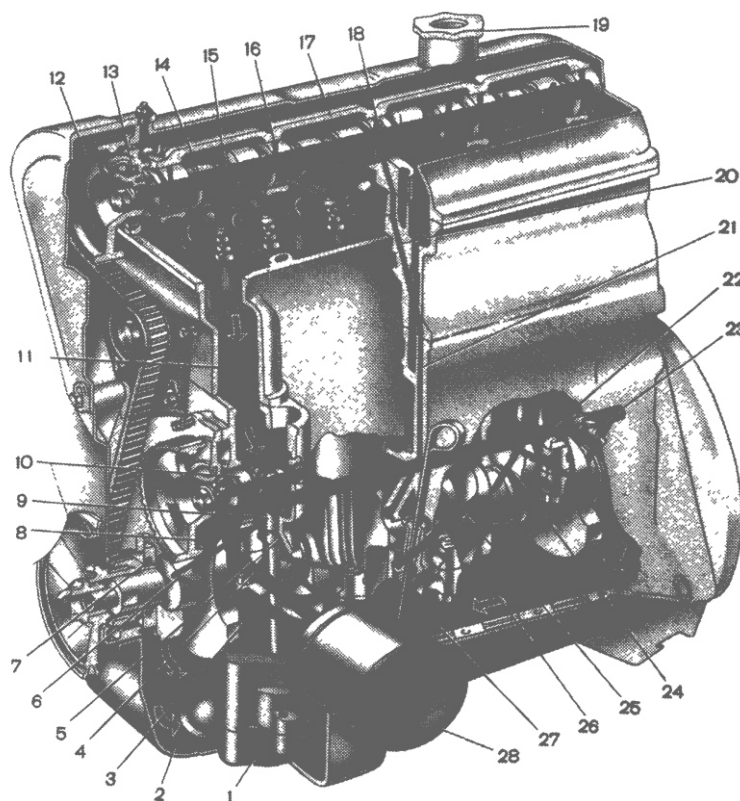


Рис. 1.13 Будова системи мащення:

1 – масляний насос; 2 – масляний картер; 3 – канал подачі масла від насоса до фільтра; 4 – горизонтальний канал в блоці циліндрів для подачі масла від фільтра в масляну магістраль; 5 – канал в блоці циліндрів для подачі масла до шестерні приводу масляного насоса і розподільника запалення; 6 – канал в шийці колінчастого валу; 7 – сальник колінчастого валу; 8 – канал подачі масла від масляної магістралі до корінного підшипника і до валу приводу масляного насоса і розподільника запалення; 9 – втулка шестерні приводу масляного насоса і розподільника запалення; 10 – вал приводу масляного насоса і розподільника запалення; 11 – канал для стоку масла в картер двигуна; 12 – шків розподільного валу; 13 – сальник розподільного валу; 14 – канал в кулачці розподільного валу; 15 – магістральний канал в розподільному валу; 16 – канал в опорній шийці розподільного валу; 17 – корпус підшипників розподільного валу; 18 – кільцева виточка на середній опорній шийці; 19 – кришка маслозаливної горловини; 20 – похилий канал в головці циліндрів для подачі масла до газорозподільного механізму; 21 – вертикальний канал в блоці циліндрів; 22 – масляна магістраль; 23 – датчик контрольної лампи тиску масла; 24 – канал подачі масла до корінного підшипника; 25 – канал подачі масла від корінного підшипника до шатунового; 26 – колінчастий вал; 27 – показчик рівня масла; 28 – масляний фільтр.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ

Арк.

16

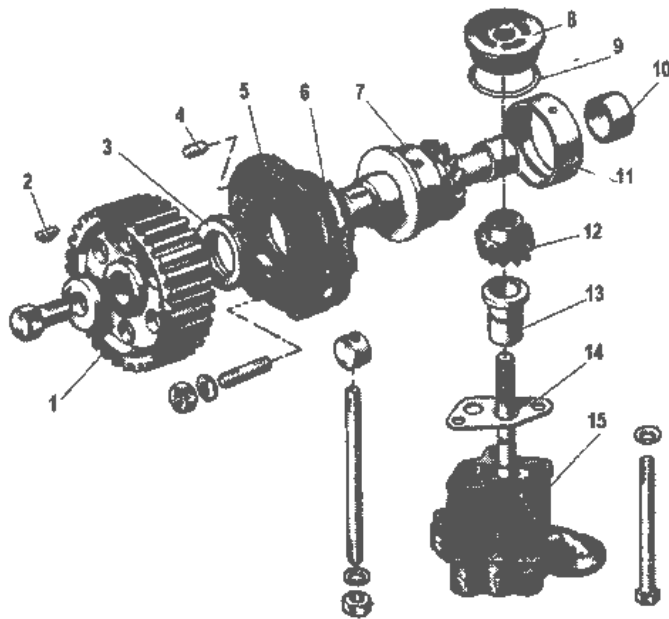


Рис. 1.14 Масляний насос:

1 – шпонка; 2 – шків приводу масляного насоса; 3 – сальник; 4 – штифт; 5 – утримувач сальника; 6 – вал приводу масляного насоса; 7 – заглушка; 8,9 – втулки валу приводу масляного насоса; 10 – шестерня приводу масляного насоса; 11 – втулка шестерні приводу; 12 – вал; 13 – корпус масляного насоса; 14 – шпилька

1.2 Опис водонасосної станції на базі двигуна 4ГЧ 7,6/8

Водонасосна станція на базі двигуна 4Ч 7,6/8 складається з однієї силової установки, в яку входять: двигун типу 4ГЧ 7,6/8 та насос потужністю 45 кВт, з'єднаний з двигуном через одноступінчасту зубчасту циліндричну передачу з передатним числом 6, які встановлені на загальній рамі.

Силова установка розташована на масивному фундаменті для зменшення вібрації та шуму.

В контейнері водонасосної станції знаходиться обладнання обслуговуюче двигуни, а саме: радіаторна система охолодження, вентиляція, бак води резервний, бак масла, акумуляторна батарея з вентиляцією, щит керування. Ззовні на контейнері розташовані глушник-іскрогасник та блок газових балонів.

Щит керування обладнаний пультом керування та приборними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Також в контейнері встановлена протипожежна система .

Газовий двигун-насос і вище перелічене комплектуюче устаткування (окрім глушника-іскрогасника та газових балонів) розміщено усередині укриття в загальному приміщенні.

Укриття є легко розбірною конструкцією, спроектованою по типу контейнера. В поперечному розрізі укриття повторює контур габариту вантаження на залізничну платформу і може перевозитися як по залізниці, так і водним або автомобільним транспортом.

Укриття складається з нижньої призматичної частини і верхнього знімного даху у формі трапецієвидної призми, сполучених болтами М20, між зовнішніми і внутрішніми стінками укриття знаходиться утеплювач з мінераловатних прошитих будівельних матів. Для виконання поточних ремонтів газового двигун-насоса, що вимагають демонтажу головки циліндрів і деталей циліндро-поршневої групи, необхідно знімати укриття. Для кріплення двигун-насоса передбачені сталеві смуги з різьбовими отворами.

Всередині укриття забарвлене маслостойким лакофарбним покриттям, а зовні – покриттям, стійким на відкритому повітрі.

Підняття електричної станції здійснюється за допомогою чотирьох петель, розташованих у верхній частині укриття. На місці експлуатації водонасосна станція встановлюються на жорсткому фундаменті.

Газовий двигун-насос повною потужністю 40 кВт складається з високооборотного чотири-тактного чотири циліндрового газового двигуна типу 4ГЧ7,6/8 і насосу загально промислового призначення Д500-63а-2, з'єднаних між собою одноступінчастою циліндричною зубчастою передачею (редуктором) змонтованих на загальній сталевій зварній рамі. З'єднання газового двигуна з редуктором та редуктора з насосом жорстке фланцеве.

Газовий двигун-насос має водо-водяну систему охолодження.

Ящик акумуляторних батарей є коробчастою металевою конструкцією з трубою вентиляції і призначений для розміщення двох акумуляторних батарей

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

типу 6СТ–190А місткістю 190 амперів-година кожна. Паралельне з'єднання батарей забезпечує напругу струму 12 В, що необхідне для резервного живлення системи автоматизованого управління двигун-насосом і аварійного освітлення електричної станції.

Опис елементів спроектованого двигуна

Технічні характеристики проектного двигуна.

1. Діаметр циліндра D.....0,076 м.
2. Хід поршня S.....0,08 м.
3. Ефективна потужність двигуна N_e45кВт.
4. Частота обертання n6000 хв⁻¹

Опис двигуна

Спроектований двигун відноситься до складу високооборотних двигунів.

Двигун 4ГЧ 7,6/8 – чотирьохтактний, трунковий, простої дії, нереверсивний, з циліндровою потужністю $N_{eц} = 11,25$ кВт при 6000 об/хв.

Двигун призначений для використання в якості приводу водяного насосу.

В процесі проектування двигуна враховувались теплові і механічні навантаження на деталі і вузли двигуна.

Були враховані вимоги, які вимагаються від газових двигунів:

- Забезпечення високої економічності.
- Висока надійність і довговічність роботи.
- Забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації.
- Зручність ремонту і обслуговування.

Питання компоновки і конструкції двигуна вирішувались з урахуванням вище перерахованих вимог. При розробленні аналізувалися загальні компоновки, конструкції окремих вузлів і деталей.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна.

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

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією. Розрахунки на міцність основних деталей корпусу та деталей руху повинні бути розраховані виключно в межах допустимих значень сил та напружень, що будуть діяти на них під час роботи двигуна. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

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

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Вихідні дані для розрахунку двигуна, що проектується в даній кваліфікаційній роботі:

- потужність двигуна – 45 кВт;
- паливо – природний газ

					ПІНІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	45	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	6000	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	76	мм
Хід поршня	$S =$	80	мм
Ступінь стиску	$e =$	8,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$a =$	1,25	
Число циліндрів	$i =$	4	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	20	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	110	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	820	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,8	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,38	
розширення	$n_2 =$	1,27	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$x_z =$	0,9	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$x =$	0,98	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	102832	кДж/м^3
Скраплений газ			
Склад:		в%	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	0	$R_{\text{CH}_4} =$ 0
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	1	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0,01
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	56	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0,56
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	43	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0,43
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	0	$R_{\text{CO}_2} =$ 0
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	0	$R_{\text{CO}} =$ 0
азот	$\text{N}_2 =$	0	$R_{\text{N}_2} =$ 0
кисень	$\text{O}_2 =$	0	$R_{\text{O}_2} =$ 0
водень	$\text{H}_2 =$	0	$R_{\text{H}_2} =$ 0

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 26,810 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 34,512 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: \quad M_{CO_2} = CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 3,420 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: \quad M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 4,420 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: \quad M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 1,408 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: \quad M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 26,474 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 35,72 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 1,210 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$b_0 = 1,0351$$

Параметри процесу наповнення.

Температура повітря .

$$T_b = T_a$$

$$T_b = 293,00 \text{ К}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_b + \alpha \times L_o \times T_r}{1 + \alpha \times L_o}, K$$

$$T_{cm} = 294,94 \text{ К}$$

де $T_r = 295 \text{ К}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_a, \text{кПа}$

$$P_d = 95 \text{ кПа}$$

$$g_r = 0,061$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_a} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\Phi_c = 0,871$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 343,79 \text{ K}$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$P_c = 1821,05 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{K}$$

$$T_c = 775,30 \text{ K} \qquad t_c = 502,30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0331$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C_p m_z \cdot t_z - (m C_v m_{cm} + 8.314 \lambda) t_c$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,10$$

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,124$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,039$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,741$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,3405 + 242,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,67 + 443,8 \times 10^{-5} x_{t_z}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \times 10^{-5} x_{t_z}$$

де:

$$a = 25,930$$

$$b = 190,5351$$

теплоємність газового палива.

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

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67 + 11920 \times 10^{-5} x_{t_c}$$

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \times 10^{-5} x_{t_c}$$

де:

$$a = 62,847$$

$$b = 11579,2$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mC_{V_{cm}} = \frac{mC_{V_{гп}} + mC_{V_{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mC_{V_{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{V_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 23,99$$

$$b = 446,07$$

де $mC_{V_{пов}} = 22,709 + 129,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mC_{p_{cm}} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{p_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 23,99$$

$$b = 223,04$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mC_{p_z} = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{184.36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{p_{cm}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,52$$

$$b = 574,87$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mC_{pm_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,518$$

$$b = 287,43$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 296,94$$

$$B = 30,494$$

$$C = 80690,81$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 2182 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_z = 2455,4 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{кПа}$$

$$P_{\max} = 5957,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 3,272$$

$$\Delta\lambda = 16,85$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$r = 1$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

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

$$d = 8,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_B = 393,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1377,8 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{cp.z.} = \frac{T_{\epsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\epsilon}} \right], K$$

$$T_{cp.g.} = 1080,4 \text{ K}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}, K$$

$$T_r = 901,0 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% = -9,878$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{кПа}$$

$$P_{mi} = 916,9 \quad \text{кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \Gamma_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c \times 22.4} 4.186$$

$$\eta_i = 0,407$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{м}^3 / \text{квт.год.}$$

$$g_i = 0,086 \quad \text{м}^3 / \text{квт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР} \text{кПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

$$S_{ПР} = 0,08 \quad \text{м} - \text{хід поршня по прототипу.}$$

$$V_{П.СР.} = 16 \quad \text{м/с}$$

$$P_M = 276,8 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 640,1 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,698$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,284$$

Питома ефективна витрата газу.

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{м}^3 / \text{квт} \cdot \text{год}.$$

$$g_e = 0,123 \text{ м}^3 / \text{квт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу.

$$B = g_e \times P_e, \text{м}^3 / \text{год}$$

$$B = 5,55 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{л}$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 1,41 \text{ л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 0,35 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{d_{\text{ПР}}}$$

$$d_{\text{ПР}} = 0,076 \text{ м}$$

$$m = 1,053$$

$$d = 75,21 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 79,17 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 76,00 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 80,00 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 1,45 \text{ л}$$

Робочій об'єм поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 0,36 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z \times 10^3}, \kappa Bm$$

$$P_{ep} = 46,44 \quad \kappa Bm$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 45,72 \quad \kappa Bm$$

$$\Delta P_e = 3,146 \quad \%$$

Так як значення $\Delta < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

2.3 Побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск	$P_{mi} = 0,917 \text{ МПа}$
Тиск в кінці впуску	$P_d = 0,095 \text{ МПа}$
Показник політропи стиску	$n_1 = 1,38$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 8,5$
Максимальний тиск в циліндрі	$P_{max} = 5,958 \text{ МПа}$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,27$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1$
Маштаб по осі тиску	$m_p = 0,02 \text{ МПа/мм}$

Розрахунок лінії стиску.

$$P_{ст} = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

де V/V_c – змінний об'єм.

$$P_{ст_1} = \frac{0,095 \times 10^{1,38}}{1^{1,38}} = 1,82 \text{ МПа}$$

$$P_{ст_{8,5}} = \frac{0,095 \times 8,5^{1,38}}{8,5^{1,38}} = 0,095 \text{ МПа}$$

Розрахунок лінії розширення.

$$P_{роз} = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_{роз_1} = \frac{5,958 \times 1^{1,27}}{1^{1,27}} = 5,958 \text{ МПа}$$

$$P_{роз_{8,5}} = \frac{5,958 \times 1^{1,27}}{8,5^{1,27}} = 0,39 \text{ МПа}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.1.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 Результати розрахунків теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	1,82	91,1	5,96	297,9
2	0,70	35,0	2,47	123,5
3	0,40	20,0	1,48	73,8
4	0,27	13,4	1,02	51,2
5	0,20	9,9	0,77	38,6
6	0,15	7,7	0,61	30,6
7	0,12	6,2	0,50	25,2
8	0,10	5,2	0,42	21,2
9	0,10	4,8	0,39	19,7
$P_{mi}^{\Delta} = 0,865$				

Об'єм камери згоряння

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{мм}$$

де $V_s = [AB] = 150 \text{ мм}$ – приведений робочий об'єм

$$V_c = \frac{150}{8,5-1} = 20 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\Delta}|}{P_{mi_{cp}}} \times 100\%$$

$$P_{mi_{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi_{cp}} = \frac{0,917 + 0,865}{2} = 0,891 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{|0,917 - 0,865|}{0,891} \times 100\% = 2,91\%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Кут випередження.

$$\alpha' = 20^\circ$$

Кут затримки згоряння

$$\Delta\phi_1 = 20^\circ$$

α'' – точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

$$P_{c''} = 1,2 \times P_c = 1,2 \times 1,821 = 2,185 \text{ МПа}$$

$$P_{c''} = 109,2 \text{ мм}$$

Максимальний тиск газів.

$$P_{zd} = 0,85 \times P_{\max} = 0,85 \times 5,958 = 5,064 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 253,2 \text{ мм}$$

Кут після ВМТ де тиск максимальний

$$\Delta\phi_2 = 10^\circ$$

Точка відкриття випускного клапану

$$\alpha' = 130^\circ$$

Точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення – α'' , відкладається посередині лінії між точками α і d

Точка відкриття впускного клапану

$$\alpha' = 10^\circ$$

Точка закриття випускного клапану

$$\alpha'' = 33^\circ$$

Точка закриття впускного клапану

$$\alpha' = 150^\circ$$

Швидкість наростання тиску

$$\frac{\Delta P}{\Delta\phi_2} = \frac{P_{\max} - P_{c''}}{\Delta\phi_2}, \text{ МПа/град}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta\phi_2} = \frac{5,958 - 2,185}{10} = 0,377 \text{ МПа/град}$$

Таблиця 2.2 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Позначки точки φ° ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ° ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
С', до ВМТ	10	0,019	1,5
f, до ВМТ	5	0,005	0,4
$\Delta\varphi_2$, після ВМТ	10	0,019	1,5
φ' , після ВМТ	130	1,726	129,5
r' , до ВМТ	10	0,019	1,5
r'' , після ВМТ	33	0,204	15,3
d' , до ВМТ	150	1,902	142,6

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Радіус кривошипа

$$R = \frac{S}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ мм}$$

Знаходимо поправку Брікса

$$OO' = \frac{R \times \lambda_L}{2}$$

$$OO' = \frac{40 \times 0,285}{2} = 6$$

Розраховуємо масштаб

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = \frac{80}{150} = 0,53$$

Знаходимо поправку Брікса в масштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO' = \frac{6}{0,53} = 10,7 \text{ мм}$$

2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.

$$m_s = m_{\text{пк}} + \frac{1}{3} \times m_{\text{ш}}, \text{ кг}$$

де $m_{\text{пк}} = 0,35$ – маса поршневого комплекту, кг

$m_{\text{ш}} = 0,72$ – маса шатуна, кг

$$m_s = 0,35 + \frac{1}{3} \times 0,72 = 0,59 \text{ кг}$$

Маса деталей, що рухаються обертально.

$$m_R = \frac{2}{3} \times m_{\text{ш}}, \text{ кг}$$

$$m_R = \frac{2}{3} \times 0,72 = 0,48 \text{ кг}$$

Кутова швидкість

$$\varpi = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\varpi = \frac{3,14 \times 600}{30} = 628 \text{ c}^{-1}$$

Сила тиску газу

$$F_r = P_{\text{ц}} \times \frac{\pi \times d^2}{4}, \text{ кН}$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i = -m_s \times r \times \omega^2 \times (\cos \varphi + \lambda_L \times \cos 2 \times \varphi), \text{ кН}$$

Дійсна сила

$$F_d = F_r \pm F_i, \text{ кН}$$

Нормальна сила

$$F_n = F_d \times \text{tg} \beta, \text{ кН}$$

Радіальна сила

$$F_r = F_d \times \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ кН}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дотична сила

$$F_k = F_d \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{кН}$$

Сила інерції мас, що обертаються

$$F_{iоб} = -m_R \times r \times \varpi^2, \text{кН}$$

$$F_{iоб} = -0,448 \times 0,04 \times 628^2 = -7,6 \text{ кН}$$

Дані розрахунків заносимо до таблиці 2.3 та будуємо графіки.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Результати динамічного розрахунку

φ ПКВ	R _ц , мм	F _Г , кН	F _i , кН	F _d , кН	F _N , кН	F _r , кН	F _k , кН	F _Г ,мм	F _i ,мм	F _d ,мм	F _N ,мм	F _r ,мм	F _k ,мм	β
0	4,80	2400	10,88	-11,63	-0,75	0	-0,75	0	-0,75	0	0	4,80	2400	10,88
15	4,80	2400	10,88	-11,01	-0,12	3,71	-0,12	-0,01	-0,12	-0,04	15	4,80	2400	10,88
30	4,80	2400	10,88	-9,22	1,66	7,18	1,67	0,21	1,33	1,01	30	4,80	2400	10,88
45	4,80	2400	10,88	-6,58	4,30	10,18	4,37	0,77	2,49	3,59	45	4,80	2400	10,88
60	4,80	2400	10,88	-3,49	7,39	12,50	7,57	1,64	2,28	7,22	60	4,80	2400	10,88
75	4,80	2400	10,88	-0,39	10,49	13,97	10,81	2,61	0,19	10,81	75	4,80	2400	10,88
90	4,80	2400	10,88	2,33	13,21	14,48	13,64	3,41	-3,41	13,21	90	4,80	2400	10,88
105	4,80	2400	10,88	4,42	15,31	13,97	15,77	3,81	-7,64	13,80	105	4,80	2400	10,88
120	4,80	2400	10,88	5,82	16,70	12,50	17,10	3,70	-11,56	12,61	120	4,80	2400	10,88
135	4,80	2400	10,88	6,58	17,46	10,18	17,74	3,14	-14,57	10,13	135	4,80	2400	10,88
150	4,80	2400	10,88	6,90	17,78	7,18	17,92	2,24	-16,52	6,95	150	4,80	2400	10,88
165	4,80	2400	10,88	6,98	17,86	3,71	17,89	1,16	-17,55	3,50	165	4,80	2400	10,88
180	4,80	2400	10,88	6,98	17,86	0	17,86	0	-17,86	0	180	4,80	2400	10,88
195	4,8	2400	10,88	6,98	17,86	-3,71	17,89	-1,16	-17,55	-3,50	195	4,8	2400	10,88
210	5,1	2550	11,56	6,90	18,46	-7,18	18,61	-2,33	-17,15	-7,22	210	5,1	2550	11,56
225	5,5	2750	12,47	6,58	19,05	-10,18	19,36	-3,42	-15,89	-11,05	225	5,5	2750	12,47
240	6,2	3100	14,06	5,82	19,87	-12,50	20,36	-4,41	-13,75	-15,01	240	6,2	3100	14,06
255	7,3	3650	16,55	4,42	20,97	-13,97	21,61	-5,22	-10,47	-18,91	255	7,3	3650	16,55

Продовження таблиці 2.3

φ ПКВ	R _ц , мм	F _Г , кН	F _і , кН	F _д , кН	F _N , кН	Fr, кН	F _k , кН	F _Г ,мм	F _і ,мм	F _д ,мм	F _N ,мм	Fr,мм	F _k ,мм	β
270	9,2	4600	20,86	2,33	23,18	-14,48	23,94	-5,99	-5,99	-23,18	270	9,2	4600	20,86
285	12,0	6000	27,20	-0,39	26,81	-13,97	27,63	-6,67	0,49	-27,62	285	12,0	6000	27,20
300	17,2	8600	38,99	-3,49	35,50	-12,50	36,37	-7,87	10,93	-34,68	300	17,2	8600	38,99
315	27,4	13700	62,12	-6,58	55,54	-10,18	56,43	-9,97	32,22	-46,32	315	27,4	13700	62,12
330	47,2	23600	107,01	-9,22	97,78	-7,18	98,56	-12,32	78,52	-59,56	330	47,2	23600	107,01
345	75,6	37800	171,39	-11,01	160,39	-3,71	160,72	-10,40	152,23	-51,56	345	75,6	37800	171,39
360	91,1	45550	206,53	-11,63	194,90	0	194,90	0	194,90	0	360	91,1	45550	206,53
375	267,0	133500	605,31	-11,01	594,30	3,71	595,55	38,54	564,08	191,04	375	267,0	133500	605,31
390	168,6	84300	382,23	-9,22	373,01	7,18	375,95	46,99	299,54	227,20	390	168,6	84300	382,23
405	98,5	49250	223,31	-6,58	216,73	10,18	220,19	38,93	125,72	180,77	405	98,5	49250	223,31
420	65,4	32700	148,27	-3,49	144,78	12,50	148,29	32,11	44,58	141,43	420	65,4	32700	148,27
435	46,6	23300	105,65	-0,39	105,25	13,97	108,46	26,19	1,94	108,44	435	46,6	23300	105,65
450	35,8	17900	81,16	2,33	83,49	14,48	86,23	21,56	-21,56	83,49	450	35,8	17900	81,16
465	29,2	14600	66,20	4,42	70,62	13,97	72,78	17,57	-35,25	63,67	465	29,2	14600	66,20
480	24,8	12400	56,22	5,82	62,04	12,50	63,55	13,76	-42,94	46,85	480	24,8	12400	56,22
495	22,3	11150	50,56	6,58	57,14	10,18	58,05	10,26	-47,66	33,15	495	22,3	11150	50,56
510	19,8	9900	44,89	6,90	51,79	7,18	52,19	6,52	-48,11	20,24	510	19,8	9900	44,89
525	12,3	6150	27,89	6,98	34,86	3,71	34,93	2,26	-34,26	6,84	525	12,3	6150	27,89

Продовження таблиці 2.3

φ ПКВ	R _ц , мм	F _Г , кН	F _i , кН	F _d , кН	F _N , кН	F _r , кН	F _k , кН	F _Г ,мм	F _i ,мм	F _d ,мм	F _N ,мм	F _r ,мм	F _k ,мм	β
540	10,8	5400	24,48	6,98	31,47	0	31,47	0	-31,47	0	540	10,8	5400	24,48
555	8,3	4150	18,82	6,98	25,79	-3,71	25,85	-1,67	-25,35	-5,06	555	8,3	4150	18,82
570	5,9	2950	13,38	6,90	20,27	-7,18	20,43	-2,55	-18,83	-7,92	570	5,9	2950	13,38
585	4,8	2400,00	10,88	6,58	17,46	-10,18	17,74	-3,14	-14,57	-10,13	585	4,8	2400,00	10,88
600	4,8	2400,00	10,88	5,82	16,70	-12,50	17,10	-3,70	-11,56	-12,61	600	4,8	2400,00	10,88
615	4,8	2400,00	10,88	4,42	15,31	-13,97	15,77	-3,81	-7,64	-13,80	615	4,8	2400,00	10,88
630	4,8	2400,00	10,88	2,33	13,21	-14,48	13,64	-3,41	-3,41	-13,21	630	4,8	2400,00	10,88
645	4,8	2400,00	10,88	-0,39	10,49	-13,97	10,81	-2,61	0,19	-10,81	645	4,8	2400,00	10,88
660	4,8	2400,00	10,88	-3,49	7,39	-12,50	7,57	-1,64	2,28	-7,22	660	4,8	2400,00	10,88
675	4,8	2400,00	10,88	-6,58	4,30	-10,18	4,37	-0,77	2,49	-3,59	675	4,8	2400,00	10,88
690	4,8	2400,00	10,88	-9,22	1,66	-7,18	1,67	-0,21	1,33	-1,01	690	4,8	2400,00	10,88
705	4,8	2400,00	10,88	-11,01	-0,12	-3,71	-0,12	0,01	-0,12	0,04	705	4,8	2400,00	10,88
720	4,8	2400,00	10,88	-11,63	-0,75	0	-0,75	0	-0,75	0	720	4,8	2400,00	10,88

3.1. Розрахунок теплового балансу газового двигуна.

Умова завдання:

ефективна потужність:	$P_e =$	46,4	кВт
частота обертання колінвалу:	$n =$	6000	хв ⁻¹
діаметр циліндру:	$d =$	76	мм
хід поршня:	$S =$	80	мм
число циліндрів:	$i =$	4	
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	102832	кДж/м ³
годинна витрата газу:	$B_r =$	5,55	м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,407	
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,284	
кількість свіжого заряду	$M_l =$	34,51	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	35,72	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	1080	К
температура на початку стиску	$T_d =$	344	К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі: $mC''_v = 347,157$ кДж/кмоль К

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі: $mC'_v = 29,466$ кДж/кмоль К

середній індикаторний тиск: $P_{mi} = 916,915$ кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{\Pi} = 158408,4 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_n приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 46438,1 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 29,32 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 45000 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 3,10 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,25$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,12$$

$$Q_w = 58611,09 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 16 \quad \text{м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 276,8 \quad \text{кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 166,08 \quad \text{кПа}$$

Потужність тертя поршня:

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

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,00036 \quad \text{м}^3$$

$$P_n = 12,05 \quad \text{кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 12048,5 \quad \text{Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 70659,6 \quad \text{Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{те}} \cdot \Delta T_v}$$

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$K=1,5$

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

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 10 \text{ К}$

$V_{\text{в}} = 0,0025 \text{ м}^3/\text{с}$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,9$

$P_{\text{в.н.}} = 0,275 \text{ кВт}$

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = 275,4 \text{ Дж/с}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{г.п}} + Q_{\text{в.н.}}$$

$Q_{\text{с}} = 70935,1 \text{ Дж/с}$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{с}} = Q_{\text{с}} / Q_{\text{п}} \cdot 100\%$$

$q_{\text{с}} = 44,78 \%$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{срз}}} \cdot T_{\text{срз}} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$mC_p' = 8,314 + mC_p'$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$mC_p'' = 355,47 \text{ кДж/кмоль К}$

$mC_p' = 37,78 \text{ кДж/кмоль К}$

$$Q_{\Gamma} = 24256 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 15,31 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,123$$

тоді

$$Q_{MD} = 19459,0 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 7135,0 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0005 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$$P_0 = 300000 \text{ Па}$$

$\eta_M = 0,8 - 0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_M = 0,9$$

$$P_{M.H.} = 0,151 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$$Q_{M2} = 151,44 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 7286,5 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 4,60 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 9492,7 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 5,99 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	46438,1	29,32
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	70935,1	44,78
теплота, яка виноситься випускними газами	24256,0	15,31
теплота, яка відводиться маслом	7286,5	4,60
невраховані теплові втрати	9492,7	5,99
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	158408,4	100

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗУ ІНЖЕКТОРНОГО ТИПУ

3.1 Класифікація та опис сучасних систем подачі газу

Одним із способів зниження шкідливих викидів є переведення автомобілів на газоподібне паливо, яке в теорії при оптимальному згоранні виділяє менше шкідливих речовин в порівнянні з рідким паливом (бензин, дизельне паливо). Проте на практиці із-за недосконалості більшості газових систем добитися оптимальних параметрів газоповітряної суміші не вдається, що приводить не до зменшення, а до збільшення змісту шкідливих викидів у вихлопних газах двигунів.

Сьогодні деякі заводи, спільно з науково-виробничними фірмами, ведуть інтенсивні роботи із створення сучасних систем живлення двигунів внутрішнього згорання компримованим природним газом (КПГ). Проте ринок газових двигунів в експлуатації розширюється поволі, а екологічні показники експлуатованих газових систем не забезпечують виконання вимог сучасних норм по токсичності.

Класифікація газових систем

Все представлене на ринку різноманіття газобалонних систем для автотранспорту, що працює на компримованому природному газі, можна розділити на декілька класів:

а) за способом сумішоутворення:

- традиційні ежекторні системи із зовнішнім сумішоутворенням, де регулятори кількості газового палива, що поступає в двигун, виконані на важільно-мембранних механізмах з окремим змішувачем “газ-повітря”;
- інжекторні системи з центральним або розподіленим поциліндровим впорскуванням газового палива.

б) за способом запалення газового палива:

- системи з електроіскровою системою запалення;
- газодизельні системи.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянемо докладніше кожен з представлених класів газобалонних систем.

Клас важільномембранних систем із зовнішнім сумішоутворенням представлений на вітчизняному ринку фірмами Італії (“Ловато”, “Ланді Ренцо”, “Тартаріні”), Росії (“САГА”, “Автосистема”, “РЗАА”). По термінології бензинових двигунів ці системи виконані за принципом карбюратора, де газ і повітря змішуються в спеціальному пристрої (змішувачі), а суміш всмоктується у впускний трубопровід за рахунок створюваного розрідження. Західні фірми декілька ускладнюють традиційні механічні системи, вводячи в них різні удосконалення. Наприклад, використовують:

- регулювання кількості газу, що подається, не тільки по розрідженню у впускному колекторі, але і по лямбдазонду, сигнал з якого обробляється електронним блоком (для підтримки параметрів токсичності в заданих межах), а також по зміні температури двигуна, повітря і газу;
- підтримка стабільних обертів холостого ходу регулюванням подачі повітря або палива за допомогою додаткових шибєрних або лопатєвих пристроїв з електроприводом (у електронний блок управління поступає інформація про частоту обертання колінчастого валу двигуна);
- запобігання руйнуванню двигуна під час зворотного спалаху шляхом введення в систему запобіжного клапана.

Введення електронних регулювань в традиційні механічні системи, звичайно, не усунуло їх основні недоліки: неможливість дозування газу по циліндрах, велику інерційність газового потоку, низьку надійність механічних регуляторів тиску і високий вміст незгорілих вуглеводнів. Але, проте, дозволило значно збільшити стабільність їх роботи, що при невисокій вартості зберігає їх привабливість для споживача. Причому з урахуванням того, що жорсткої перевірки фактичних шкідливих викидів в експлуатації ніхто і не проводить. Проте ретельне тестування подібних систем показує, що за змістом шкідливих викидів у вихлопних газах механічні системи з електронними удосконаленнями значно поступаються сучасним бензиновим інжекторним двигунам.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, установка ежекторних газових систем на більшість інжекторних бензинових ДВЗ приводить до ризику появи зворотного спалаху газу у впускному трубопроводі і руйнування двигуна. Спеціальні пристрої (антихлопіни) проблему не усувають, а тільки оберігають двигун від повного руйнування.

Інжекторні системи з центральним уприскуванням газу, оснащені мікропроцесорними блоками управління, по своїх характеристиках займають проміжне положення між традиційними ежекторними і розподільними інжекторними системами підготовки газоповітряної суміші і мають наступні прогресивні переваги:

- стабільне дозування газу незалежно від зовнішніх умов (ступені засміченості повітряного фільтру, зменшення щільності газу при підвищенні температури);
- мінімальні доопрацювання агрегатів двигуна при установці газової системи (в порівнянні з розподіленою інжекторною);
- високі енергетичні показники, стабільність параметрів в часі;
- можливість корекції складу газоповітряної суміші по лямбдазонду (при роботі з 3-х компонентним нейтралізатором);

До недоліків можна віднести:

- значну інерційність системи за рахунок великих паразитних об'ємів впускного ресивера;
- неможливість дозування паливної суміші індивідуально для кожного циліндра;
- викид незгорілого метану у випускну систему за рахунок значного перекриття впускних і випускних клапанів сучасних двигунів (зниження економічності і збільшення викидів вуглеводнів СН).

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Опис інжекторної системи з розподіленим впорскуванням газу

Інжекторні системи з розподіленим уприскуванням є сьогодні найбільш перспективним напрямом в створенні систем управління подачею газу в циліндри двигуна внутрішнього згорання. Вони дозволяють отримати найдосконаліші робочі характеристики двигуна. Всі інжекторні системи оснащені могутніми мікропроцесорними блоками управління, що забезпечують:

- дозовану подачу газу індивідуально в кожен циліндр, що дозволяє добитися ідеального згорання газоповітряної суміші (деякі фірми встановлюють лямбда-зонд на кожен циліндр і ще один – після нейтралізатора);

- мінімальна витрата газу – уприскування газу в кожен циліндр проводиться тільки в циклі всмоктування індивідуально; відсутній ефект "протягу" (перетікання газу з випускної труби у вихлопну систему за рахунок перекриття клапанів як в системах із зовнішнім сумішоутворенням);

- максимальну динаміку двигуна, оскільки практично зведена до мінімуму інерційність системи (мінімум паразитних об'ємів).

У цій системі газ подається через форсунки, розташовані в безпосередній близькості від впускних клапанів, на відміну від попередніх систем першого і другого поколінь, в яких газ змішується з повітрям в змішувачі, що знаходиться в повітряному тракті. Таким чином, до мінімуму понижена можливість небажаного явища – заповнення впускної труби і дросельного вузла вибухонебезпечною газоповітряною сумішшю, що в системах попередніх поколінь було основною причиною хлопка при несправності в системі запалення.

Система з розподіленим уприскуванням газу на відміну від інших забезпечує кращі динамічні характеристики двигуна і знижену витрату газу. Подача газу (уприскування) здійснюється у випаруваному вигляді.

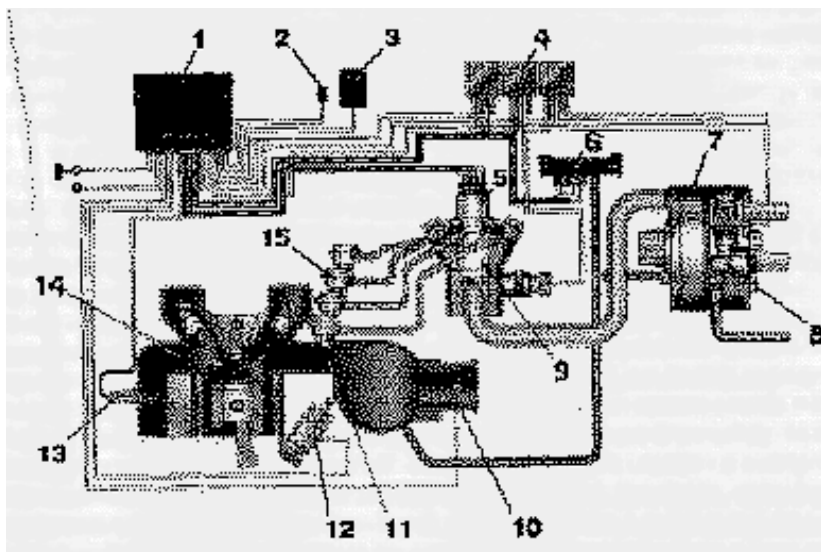
Основні достоїнства системи:

- викид шкідливих речовин не перевищує допустимого рівня токсичності відпрацьованих газів по нормах ЄВРО-3;
- відсутність ефекту хлопка;

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- точне дозування газу;
- висока надійність і економічність.

Блок-розподільник газу 9, оснащений дозатором 5 з кроковим електродвигуном, управляється ЕБУ і забезпечує подачу газу у впускну трубу двигуна через форсунки, встановлені безпосередньо біля впускних клапанів. Для підтримки стехіометричного складу газоповітряної суміші (16:1) по сигналах ЕБУ кроковий електродвигун дозатора відповідним чином змінює прохідний



перетин його клапана.

Датчик абсолютного тиску 6 у впускній трубі надає ЕБУ одну з складових інформації про витрату повітря і служить для регулювання блоком кута випередження запалення по характеристиці навантаження.

Рис.3.1 Схема системи подачі газу

Датчик встановлений в моторному відсіку і сполучений з впускною трубою гумовою трубкою. Він є вакуумною камерою, одна із стінок якої виконана у вигляді пружної мембрани. Мембрана кінематично пов'язана з п'єзоелементом, що виробляє електричний потенціал при механічній дії. Вихідна напруга датчика змінюється залежно від тиску у впускній трубі від 4,9 В (при повністю відкритій дросельній заслінці) до 0,3 В (при закритій заслінці). При непрацюючому двигуні ЕБУ по напрузі датчика визначає атмосферний тиск і адаптує параметри регулювання уприскування до конкретної висоти над рівнем моря. Значення атмосферного тиску, що зберігаються в пам'яті, періодично оновлюються при рівномірній роботі двигуна і під час повного відкриття дросельної заслінки.

Редуктор-випарник 7 призначений для зниження тиску газу до необхідного значення і для перетворення його рідкої фази в газоподібну. Надійне випаровування забезпечується за рахунок обігріву редуктора рідиною з системи охолодження двигуна (теплоносієм), незалежно від положення клапана термостата останнього.

Електромагнітний газовий клапан 8 об'єднаний з фільтром тонкого очищення. Необхідність заміни фільтруючого елементу залежить від ступеня його забруднення. Як правило, фільтруючий елемент замінюють після 3000 тис. годин роботи.

Форсунка механічна (інжектор) 15 подає газ у впускну трубу двигуна якомога ближче до впускного клапана. Форсунка діафрагмового типу працює в пасивному режимі, тобто не управляється ЕБУ. Вона підтримує надмірний тиск в магістралі підведення газу від блоку-розподільника до форсунки.

Зріджений газ під тиском 1,6 МПа з балона по газопроводу високого тиску поступає в електромагнітний замочний газовий клапан 8 з фільтром, встановлений на двоступеневому редукторі-випарнику 7. Потім газ поступає в перший ступінь редуктора. У порожнині першого ступеня відбувається зниження тиску газу до 0,2 МПа з одночасним переходом газу з рідкого стану в пароподібний. У порожнині другого ступеня завершується перехід газу в пароподібний стан і на виході з неї створюється робочий тиск. Для забезпечення випаровування газу і компенсації при цьому теплових втрат в редуктор подається рідина з системи охолодження двигуна, яка циркулює в спеціальній порожнині, виконаній у вигляді теплообмінника.

Блок-розподільник газу 9 за допомогою дозатора 5, оснащеного кроковим електродвигуном, подає до кожного циліндра двигуна рівні порції випарованого газу. Через механічні форсунки (інжектори) 15 газ поступає у впускну трубу 11 безпосередньо в зону перед впускними клапанами кожного циліндра.

В електронний блок управління (ЕБУ) 1 від штатних датчиків системи управління двигуном поступає наступна інформація:

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- частота обертання колінчастого валу двигуна (датчик 12);
- положення дросельної заслінки (датчик 10);
- концентрація кисню у відпрацьованих газах (датчик 13).

Абсолютний тиск у впускній трубі і температуру рідини, що поступає в редуктор-випарник, контролюють датчик 6 і датчик температури, встановлений на редукторі.

ЕБУ прочитує інформацію від датчиків і відповідно до сигналів, що поступають, приводить в дію виконавчий механізм (кроковий електродвигун), керівник дозатором (λ -клапаном).

В результаті такої корекції двигун при будь-якому режимі працює на газоповітряній суміші оптимального складу, що не тільки підвищує паливну економічність, але і знижує кількість токсичних речовин у відпрацьованих газах.

ЕБУ може працювати в двох основних режимах – без зворотного зв'язку і із зворотним зв'язком.

У першому режимі ЕБУ розраховує величину прохідного отвору дозатора на основі головних параметрів – частоти обертання колінчастого валу двигуна і тиску у впускній трубі. Діапазон складає 256 кроків, що відповідає 100% відкриття прохідного перетину отвору дозатора. За нульове положення прийнятий повністю закритий отвір для проходу газу з редуктора через дозатор.

Тиском газу, що подається з редуктора в блок-розподільник залежно від навантаження, управляють вакуумним способом – прямим з'єднанням редуктора з впускною трубою. При збільшенні навантаження тиск газу збільшується і в двигун поступає більша кількість газу навіть при неповному відкритті дозатора.

У другому режимі двигун починає працювати із зворотним зв'язком після прогрівання лямбда-зонда 13 до температури 300 – 350 °С. При цьому газ дозується і з урахуванням складу відпрацьованих газів.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок елементів системи подачі газу

3.3.1 Розрахунок розмірів заслінки.

Заслінка встановлюється на трубопроводі двигуна, що з'єднує повітряний фільтр із впускним колектором, приводиться вона системою важелів від регулятора швидкості. Під час роботи газового двигуна за допомогою заслінки регулюється кількість повітря, що подається в циліндри двигуна в залежності від режиму його роботи. Так як заслінка конструктивно виконана у формі круга, то характерним її розміром є діаметр.

Діаметр заслінки знаходимо, виходячи із допустимої швидкості повітря $V_{\text{пов}} = 35 \dots 40$ м/сек.

Із рівняння нерозривності потоку повітря знаходимо діаметр заслінки:

$$\frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot v_{\text{нов}} = \frac{V_{\text{нов}} \cdot p_0}{3600 \cdot p_k}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{нов}} \cdot p_0}{3600 \cdot p_k \cdot \pi \cdot v_{\text{нов}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 197,9 \cdot 0,1}{3600 \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 37}} = 0,075 \text{ м} = 75 \text{ мм.}$$

де

$V_{\text{пов}} = B \cdot \alpha \cdot L_0$ - об'ємна витрата повітря;

$$V_{\text{пов}} = 4,92 \cdot 1,5 \cdot 26,81 = 197,9 \text{ м}^3$$

Перевірочний розрахунок на міцність виконуємо для вісі заслінки, яка під час вибуху газоповітряної суміші у впускному колекторі навантажується тиском, що в 7,5 разів перевищує тиск наддуву.

Сила, що діє на вісь заслінки знаходиться по формулі

$$P_3 = 7,5 \cdot p_k \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 7,5 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 3314 \text{ Н}$$

Під дією цієї сили вісь заслінки працює на зрізання в місцях, що приближені до її підшипників

Напруження зрізу в матеріалі вісі заслінки

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau = \frac{P_{зр}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}{4}} = \frac{2 \cdot P_{\text{з}}}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2} = \frac{2 \cdot 3314}{3,14 \cdot 0,01^2} = 2,11 \cdot 10^7 \text{ Н / м}^2 = 21,1 \text{ МПа}$$

де $d_{\text{в}} = 0,01$ м – діаметр вісі заслонки

Напруження не перевищує допустимого $[\tau] = 150 \text{ МПа}$ для матеріалу вісі заслінки – сталь 45 ГОСТ 1050-84.

3.3.2 Розрахунок впускного колектора

Вихідні дані

Потужність двигуна (номінальна), N_e , кВт.....46,4

Номінальне число обертів двигуна, n , хв. $^{-1}$6000

Годинна витрата газу, V , м 3 /год.....5,55

Коефіцієнт надлишку повітря, α1,25

Температура повітря, при нормальних умовах, T_0 , К.....293

Тиск повітря при нормальних умовах, P_0 , Па.....101000

Газова постійна повітря, $R_{\text{п}}$, Дж/(кг·град).....281,5

Щільність повітря у впускному колекторі

$$\rho_{\text{п}} = P_0 / (R_{\text{п}} \cdot T_0)$$

$$\rho_{\text{п}} = 101000 / (281,5 \cdot 293) = 1,225 \text{ кг/м}^3$$

Швидкість газоповітряної суміші у впускному колекторі становить $V = 30$ м/с

Діаметр впускного колектора

$$d = \sqrt{(4 \cdot V_{\text{пов}} \cdot \rho_{\text{п}}) / (\pi \cdot V \cdot 3600 \cdot \rho_{\text{п}})}$$

$$d = \sqrt{(4 \cdot 197,9 \cdot 1,225) / (3,14 \cdot 30 \cdot 3600 \cdot 1,225)} = 0,075 \text{ м} = 75 \text{ мм}$$

4 ОГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

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

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

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

Між небезпечним і шкідливим фактор не завжди можливо провести чітку границю. Один і той самий фактор може привести до несчастного випадку чи до зниження продуктивності праці.

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

Паливо та пари мастила

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

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

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

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправність електроприладів, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймаємими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.

Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Шум

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

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Двигуни внутрішнього згоряння є одними з основних джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум – це комплекс звуків, що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо, звук має хвильову природу, розповсюджується у будь-якому середовищі і приймається органами слуху людини у результаті дії на них звукових хвиль. В основному, двигуни випромінюють хвилі з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між миттєвим значенням тиску в хвилі і барометричним тиском.

Найменший тиск звуку, що сприймається людиною, і який називають пороговим, становить $2 \cdot 10^{-5} \text{ Н/м}^2$.

Сила звуку – кількість енергії, яка переноситься хвилею в одиницю часу через одиницю площі. Сила звуку вимірюється у Вт/м^2 і є величиною, пропорційною квадратові тиску звуку. Порогове значення сили звуку становить 10^{-12} Вт/м^2 . Тиск і сила звуку змінюються у широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці – децибели (дБ). Рівнем шуму називають двадцяти-кратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення.

Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів у рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу.

З іншого боку, це шум газодинамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають у процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоволітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі досягає 110-120 дБ. Він значною мірою залежить, від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Зменшення частоти обертання знижує рівень шуму на 10-15 дБ.

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невірноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4–30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внутрішніх органів через резонансні явища. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації створюємий двигуном.

Рівень шуму вироблений двигуном 4 ГЧ 7,6/7,1 визначається по формулі:

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

де:

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 6000$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 6000$ об/хв;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 46,4$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(6000 + 46.4^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{6000}{6000}\right) \right] = 71,4 \text{ Дб};$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Рівень вібрації для двигуна 4ГЧ 7,6/8 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 127$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{600 \cdot 46,4^{0,55} \cdot \left(\frac{1+46,4}{127} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{127}{46,4}} + 30 \lg \left(\frac{6000}{6000} \right) \right) = 82,1 \text{ Дб} ;$$

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Для зменшення рівня шуму двигуна використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

До конструктивних засобів, що спрямовані на зниження шуму двигуна, відносяться: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги, зменшення зазорів у рухомих з'єднаннях, застосування дезаксимального кривошипно-шатунного механізму, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра у тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування таких конструкцій камер згоряння, які забезпечують плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, у яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму впуску на 30-35 дБ.

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

4.2 Захист навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації COHb призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом CO лише 0,001-0,0015 % ($10\text{-}15 \text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання CO його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу CO на рослинний світ довели, що за концентрації CO нижче 0,01 % такого впливу не

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу. Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

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

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють онкологічні захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($C_{20}H_{12}$), що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сировотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

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

Формальдегід (мурашковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус $21^{\circ}C$. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном. Газ шкідливо впливає на органи

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дихання і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечно.

Акролеїн – рідина без кольору із запахом підгорілих жирів. Температура кипіння 52,4°C. Пара акролеїну спричиняє сильне подразнення слизових оболонок очей. Вміст його в атмосфері 0,002 % згубний, 0,0005 % - важко переносимий, 0,00008 % - для людини безпечний. Запах сприймається людиною за концентрації 0,00016 %. Концентрація його в повітрі 0,014 % може призвести до смерті через 10 хвилин. Вплив акролеїну на організм людини адекватний впливу формальдегіду.

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

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

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

Оксиди азоту NO і NO₂ отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань і навіть смертельні випадки.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO₂ призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO₂ має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO₂ у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO₂ – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H₂SO₃

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін B1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація SO₂ в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлексорного спазму горла.

Сполуки сірки SO₂, SO₃ H₂SO₃ і H₂SO₄ наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

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

Розробку та впровадження ефективних заходів із суттєвого зниження токсичності викидів з відпрацьованими газами слід проводити у таких основних напрямках:

– оптимізація робочого процесу та конструктивне вдосконалення. Це можна досягти такими методами як: оптимізація сумішоутворення та згоряння; інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

паливної апаратури; поліпшення повітропостачання; підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу; запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій; вдосконалення перехідних процесів; рівномірний розподіл палива по циліндрах; пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу; збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням; проміжне охолодження наддувочного повітря.

– нейтралізація та рециркуляція випускних газів.

– постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів. Для цього треба відмовлятися від модельних навантажень двигунів, розробляючи й використовуючи найчутливіші та високошвидкодійні автоматизовані, комп'ютеризовані, вимірювально-діагностичні комплекси, здатні у режимі реального часу видавати середньоексплуатаційні оцінки рівнів токсидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини впливу токсичних компонентів й приведені до найбільш шкідливого з них, наприклад, СО;

– розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ із значно ширшим колом призначень та з урахуванням реальних моделей експлуатації;

– поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

– застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;

– суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена кваліфікаційна робота тему "«Розробка системи подачі газу інжекторного типу для 4-тактного двигуна потужністю 45 кВт» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 4ГЧ7,6/8,0 і детальну розробку системи подачі палива інжекторного типу. 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 ($P = 40 \text{ кВт}$, $n = 6000 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 4Ч7,6/8,0 і виконані розрахунки робочого циклу, теплового балансу та індикаторних діаграм теоретичної та дійсної.

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 системи подачі газу інжекторного типу, яка забезпечує високу надійність та тривалу роботу в різних умовах експлуатації. Для цього виконані розрахунки розмірів заслінки та впускного колектора системи подачі газу

Газовий двигун 4ГЧ7,6/8,0 є джерелом шуму і вібрації та шкідливих викидів у вигляді випускних 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 випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в двигун, застосування сірого чавуну для виготовлення деталей остову, який активно поглинає вібрацію двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	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 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		