

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ім. адм. Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедру ДВЗ У, та ТЕ
к.т.н., доц.

Гогоренко О.А.

" ____ " _____ 2022 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

Розробка системи термохімічної утилізації тепла
відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6

Виконав студент Цимоха Д. С. _____
підпис

Керівник Митрофанов О. С. _____
підпис

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет _____ Машинобудівний інститут _____
Кафедра _____ Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації _____
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр _____
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування _____
(шифр і назва)
Спеціальність Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О.А. Гогоренко
«___» _____ 2022 року

**З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

_____ Цимоха Данііл Сергійович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6»

керівник проекту (роботи) Митрофанов Олександр Сергійович, д.т.н., доц.,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “___” _____ 20__ року №___

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) потужність двигуна $N_e = 100$ кВт, частота обертів $n = 5200$ об/хв. Двигун встановлюється на автомобілі; на двигуні встановлюється система термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Особливості застосування двигуні типу 4Ч 9,55/8,6 на транспортному засобі. Визначення вимог до застосування ДВЗ у складі автомобіля. 2. Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ з системою ТХУ теплоти ВГ. 3. Розрахунок динаміки ДВЗ. Розрахунок на міцність деталей КШМ. 4. Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6. Розрахунок та конструювання основних елементів системи. 5. Розробка заходів з охорони праці, та техніки безпеки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальний вигляд автомобіля. 2. Габаритне креслення двигуна 4Ч 9,55/8,6. 3. Поперечний перетин двигуна 4Ч 9,55/8,6. 4. Повздовжній перетин двигуна 4Ч 9,55/8,6. 5. Схема системи ТХУ теплоти ВГ. 6. Реактор ТХУ теплоти ВГ. 7. Газова форсунка. 8. Колінчастий вал двигуна 4Ч 9,55/8,6.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охороні праці	О. С. Митрофанов		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Особливості застосування двигуні типу 4Ч 9,55/8,6 на автомобілі.		
	Визначення вимог до застосування ДВЗ в складі автомобіля.		
2	Визначення параметрів робочого циклу ДВЗ з системою		
	ТХУ теплоти ВГ		
3	Розрахунок динаміки. Розрахунок на міцність деталей КШМ.		
4	Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів для двигуна 4Ч 9,55/8,6. Розрахунок та конструювання		
	елементів системи.		
5	Розробка заходів з охорони праці та техніки безпеки		

Студент

(підпис)Цимоха Д.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)Митрофанов О.С.

(прізвище та ініціали)

Анотація

Магістерська робота присвячена підвищенню ефективності енергетичної транспортної установки на базі автомобільного двигуна з примусовим запаленням 4Ч 9,55/8,6, який працює на альтернативному паливі – синтез-газі. У роботі проектується система утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна, що дозволяє значно підвищити паливну економічність і поліпшити екологічні показники енергетичної установки.

У роботі виконано аналіз можливих методів утилізації тепла відпрацьованих газів енергетичних установок транспортних засобів з двигунами внутрішнього згоряння.

Встановлено, що для транспортних установок з ДВЗ з іскровим запаленням найбільш перспективним методом утилізації вторинних енергоресурсів є термохімічна утилізація тепла відпрацьованих газів. Проведено моделювання робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6 з іскровим запаленням при використанні ТХУ теплоти ВГ, якій встановлюється на позашляховому автомобілі. Також у зв'язку з деяким підвищенням максимального тиску згоряння, виконано розрахунки на міцність елементів циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму автомобільного двигуна. Розроблено принципову схему системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів та основних її елементів для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з іскровим запаленням.

Також у роботі виконано аналіз рівня шуму та вібрації автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ, запропоновано низьку заходів щодо зменшення небезпечних і шкідливих факторів, що діють на водія транспортного засобу.

Магістерська робота виконана українською мовою на 104 аркушах розрахунково-пояснювальної записки, з використанням 11 літературних джерел. Графічна частина представлена сьома кресленнями формату А1.

					ДП.142. 6221м.08.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Зміст

Вступ

- 1.1. Загальна характеристика автомобіля
- 1.2. Загальна характеристика автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
- 1.3. Конструкція автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
- 1.4. Висновок до розділу
- 2.1. Вимоги до проектного автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
- 2.2. Основні параметри автомобільних двигунів-аналогів
- 2.3. Розрахунок робочого циклу автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ
- 2.4. Висновки до розділу
- 3.1. Розрахунки динаміки автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
- 3.2. Розрахунок на міцність деталей КШМ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
 - 3.2.1. Розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
 - 3.2.2. Розрахунок на міцність поршня автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
 - 3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
- 3.3. Висновки до розділу
- 4.1. Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів
- 4.2. Розробка принципової схеми ТХУ теплоти ВГ та її елементів для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
- 4.3. Математичне моделювання процесу ТХУ теплоти ВГ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6
 - Дослідження впливу параметрів процесу конверсії біоетанолу на
- 4.4. паливну економічність автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ
- 4.5. Висновки до розділу

- 5.1. Охорона праці при експлуатації автомобільного транспорту з системою ТХУ теплоти ВГ
Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що
- 5.2. впливають на персонал при обслуговуванні двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ
Розрахунок рівня шуму та вібрації автомобільного двигуна з
- 5.3. системою ТХУ теплоти ВГ
Заходу щодо зниження рівня шуму й вібрації автомобільного
- 5.4. двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ
- 5.5. Висновки до розділу
Висновок по проекту
Список використаної літератури

					ДП.142.6221м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.08.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.		Цимоха Д. С.			Вступ	Літ.	Арк.	Акрушив
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК ім. адм. Макарова		

Вступ

Згідно з завданням кафедри ДВЗ, У та ТЕ була виконана магістерська робота на тему: «*Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6*». Для транспортної енергетичної установки з двигуном 4Ч 9,55/8,6 з іскровим запаленням розроблена термохімічна система утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна та спроектовано базові її елементи. Система ТХУ теплоти ВГ дає змогу утилізувати тепло, а також значно покращити процес згоряння у робочому циліндрі двигуна чим знизити витрату палива та одночасно поліпшити екологічні показники.

Актуальність теми дослідження. Для транспортних енергетичних установок з двигунами з іскровим запалюванням одним з перспективних способів утилізації теплоти ВГ є саме термохімічна утилізація. Даний підхід передбачає використання тепла відпрацьованих газів для здійснення ендотермічної реакції хімічного перетворення рідкого вуглеводневого палива – біоетанолу в газоподібне – синтез-газ. У наслідок процесу конверсії нижча теплота згоряння синтез-газу збільшується на величину утилізованої енергії відпрацьованих газів. Отриманий синтез-газ складається з таких основних компонентів, як водень, оксиду вуглецю, метан, етилен та діоксид вуглецю. При цьому об'ємні частини компонентів синтез-газу можуть бути різними в залежності від таких параметрів конверсії, як ступень конверсії, вихідне вуглеводневе паливо, реакції утворення газу та ін. Синтез-газ може бути застосований в енергетичній установці, як основне паливо, заміщуючи собою вуглеводневе паливо, або у якості добавки.

Мета роботи – підвищення ефективності енергоперетворення в транспортних енергетичних установках на базі двигунів з іскровим запаленням за рахунок використання термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів; визначення впливу складу отриманого синтез-газу на основні параметри роботи автомобільного двигуна; отримання оптимального співвідношення параметрів робочого циклу автомобільного двигуна та параметрів роботи системи ТХУ тепла ВГ, що забезпечать необхідні питому витрату палива та потужність двигуна у складі енергетичної установки; розробка системи ТХУ тепла ВГ та базових її елементів.

					ДП. 142.6221м.08.ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

Завдання, які вирішуються у магістерській роботі:

- моделювання робочого циклу двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ та визначення параметрів його роботи;
- розробка та компонування схеми ТХУ теплоти ВГ автомобільного двигуна;
- розрахунок та конструювання основних елементів системи ТХУ теплоти ВГ (хімічного реактора та газової форсунки подачі синтез-газу);

Магістерська робота складається з наступних основних розділів:

- вступ;
- особливості застосування автомобільного двигуна типу 4Ч 9,55/8,6 на позашляховому транспортному засобі;
- моделювання робочого циклу автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ тепла ВГ;
- визначення запасів міцності основних деталей системи руху автомобільного двигуна з іскровим запаленням типу 4Ч 9,55/8,6;
- розробка та проектування системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6;
- розробка заходів та рекомендацій з охорони праці при експлуатації двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ;
- висновок по проекту;
- список використаних літературних джерел.

Графічна частина магістерської роботи представлена сімома кресленнями формату А1.

					ДП. 142.6221м.08.ПЗ	Арк
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Особливості застосування двигуні типу 4Ч 9,55/8,6 на автомобілі	Літ.	Арк.
Студент	Цимоха Д.С.						Аркушів
Керівник	Митрофанов О.С.					НУК	

1.1. Загальна характеристика автомобіля

Автомобіль UAZ Patriot – легковий, двовісний, підвищеної прохідності, типу 4x4, з суцільнометалевим п'ятидверним кузовом (рис. 1.1).

Автомобіль призначений для перевезення пасажирів та вантажів по усім видам доріг та місцевостей. Автомобіль, що виготовляється у виконанні "V", розрахований на експлуатацію за робочих температур навколишнього повітря від мінус 45 до плюс 40 °С, середньорічної відносної вологості повітря до 75 % при плюс 15 °С, запиленості повітря до 1,0 г/м³ та швидкості вітру до 20 м/с, у тому числі в районах, розташованих на висоті до 4000 м над рівнем моря, за відповідного зниження тяговодинамічних характеристик та паливної економичності.

Автомобіль, що виготовляється у виконанні "Т", розрахований на експлуатацію за робочих температур навколишнього повітря від мінус 10 до плюс 50 °С, середньорічної відносної вологості повітря до 80 % при плюс 27 °С в умовах, наведених вище для автомобілів виконання "V".



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд автомобіля УАЗ-3163 «Patriot»

Технічні характеристики автомобіля УАЗ-3163:

- максимальна вантажопідйомність (включаючи водія та пасажирів), – 600 кг;
- число місць для сидіння (включаючи місце водія) – 5;
- повна допустима вага автомобіля – 2650 кг;
- розподіл повної маси по осях, кг: – на передню вісь 1217, на задню вісь 1433;

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- маса спорядженого автомобіля – 2050 кг;
- розподіл спорядженої маси по осях, кг: – на передню вісь 1110, на задню вісь 940;
- максимальна швидкість – 150 км/год;
- найбільша глибина броду, що перетинається – 0,5 м;
- витрата палива під час руху з постійною швидкістю 90 км/год, л/100 км – 10,4;
- витрата палива під час руху з постійною швидкістю 120 км/год, л/100 км – 14,5;
- повна маса причепа, що буксирується, не більше: – обладнаного гальмами 1500 кг – без гальм 750 кг.
- найменший радіус повороту по осі сліду переднього зовнішнього (щодо центра повороту) колеса не більше – 6,55 м;
- найменший радіус повороту зовнішній по точці переднього бампера, найбільш віддаленої від центру повороту, не більше – 6,8 м;
- максимальний підйом, що долається автомобілем повною масою 31° (60%).

Тип зчеплення – сухе, одно дискове. Тип приводу зчеплення – гідравлічне. Коробка передач механічна, п'ятиступінчаста, роздавальна коробка – двоступенева. Можливий відбір потужності для приводу (при русі та на стоянці автомобіля) спеціальних агрегатів, встановлених у кузові, із встановленням коробки відбору потужності споживачем. Допустимий відбір потужності – 40 %. Карданна передача відкритого типу. Задня карданна передача із проміжною опорою. Передній міст має пристрій для вимкнення передніх коліс. Підвіска залежна, передня – пружинна зі стабілізатором поперечної стійкості, задня – на двох поздовжніх напівеліптичних малолистових ресорах. Амортизатори – чотири, гідропневматичні, телескопічні двосторонньої дії. Колеса та шини: дискові з нероз'ємним ободом, сталеві 6 1/2 Jx16H2 з радіальною камерною шиною розміром 225/75R16 або з легкого сплаву 7Jx16CH або 7Jx16H2 з радіальною безкамерною шиною розміром 245/70R16. Кріплення колеса – п'ятьма гайками. Запасне колесо кріпиться на задніх дверях. Чохол запасного колеса - м'який або пла-

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

стиковий контейнер. Рульове керування – з регульованою рульовою колонкою тип кермового механізму - "Вінт-кулькова гайка-сектор" з гідропідсилювачем.

Гальмівні системи тип робочої гальмівної системи з гальмівними дисковими механізмами на передніх колесах, з барабанними гальмівними механізмами на задніх колесах, з антиблокувальною системою (АБС)+. Тип приводу робочих гальмівних механізмів – гідравлічний з вакуумним підсилювачем та регулятором тиску, роздільний на передні та задні колеса Тип гальмівної системи стоянки – барабанний з внутрішніми колодками, що діє на трансмісію. Тип приводу гальмівної системи стоянки – механічний.

1.2. Загальна характеристика автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

Двигуни ЗМЗ 4Ч 9,55/8,6 (рис. 1.2.) призначені для установки на автомобілі «УАЗ», «Газель» та «Соболь» повною масою до 3500 кг.



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд двигуни ЗМЗ

Двигуни 4Ч 9,55/8,6 призначені для експлуатації в помірному кліматі (кліматичне виконання У2 по ГОСТ 15150) при значеннях температури навколишнього повітря від мінус 45 °С до плюс 40° С та відносної вологості повітря до 80 % при температурі плюс 20 °С. Двигуни можуть експлуатуватися на висоті

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

до 4000 м над рівнем моря при відповідній втрати потужності. Основні характеристики двигуни 4Ч 9,55/8,6 наведено у таблиці 1.1 [1].

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна 4Ч 9,55/8,6

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Діаметр робочого циліндру, мм	95,5
2	Хід поршня, мм	86
3	Робочий об'єм циліндрів, см ³	2464
4	Ступінь стиснення	9,3
5	Порядок роботи циліндрів	1–3–4–2
6	Напрямок обертання колінвалу (з боку шківів)	праве
7	Номінальна потужність при частоті обертання колінвалу 5200 хв ⁻¹ брутто по ГОСТ 14846, кВт (к.с.)	111,8 (152)
8	Мінімальна частота обертання колінвалу на холостому ході, хв ⁻¹	850 ± 50
9	Максимальна частота обертання колінвалу, хв ⁻¹	5700
10	Система подачі палива	Розподілене уприскування палива електромагнітними форсунками у впускні канали кришки циліндрів
11	Повітряний фільтр	Сухий змінний фільтруючий елемент
12	Система вентиляції	Закрита, примусова
13	Система змазки	Комбінована, з автоматичним регулюванням температури масла
14	Масляний фільтр	Повнопоточний, нерозбірний, тонкого очищення
15	Система охолодження	Рідинна, закрита, з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини
16	Термостат	Двоклапанний, з температурою відкриття основного клапана 82 ± 2 °С
17	Комплексна мікропроцесорна система керування двигуном	Управляє розподіленням уприскування палива і запаленням
18	Система запалення	З мікропроцесорним управлінням кутом випередження запалювання
19	Котушки запалення	Двовивідні, трансформаторного типу
20	Свічки запалювання	Іскрові, з резистором зменшення перешкод типу АУ14ДВРМ ГОСТ Р 53842, DR17YC ф. «Brisk». Зазор між електродами свічок 0,70 ... 0,85 мм

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Основне паливо – неетильований бензин з октановим числом 92 по дослідницькому методу (марок – АІ-92 ТУ 38.001.165; АІ-92-К2, К3, К4,). Допускається застосування неетильованих бензинів з октановим числом 95 та 98 по дослідницькому методу (марок – «Преміум Євро-95» видів І, ІІ, ІІІ; АІ-95-К2, К3, К4, К5; «Супер Євро-98» видів І, ІІ, ІІІ ГОСТ Р 51866; АІ-98-К2, К3, К4, К5).

1.3. Конструкція автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

Блок циліндрів двигуна 4Ч 9,55/8,6 (рис. 1.3–1.5) виготовлено з сірого чавуну, виконаний у вигляді моноблока з картерною частиною опущеною нижче осі колінвалу. У нижній частині блоку циліндрів (рис.1.5) розташовані п'ять гнізд корінних підшипників 9.

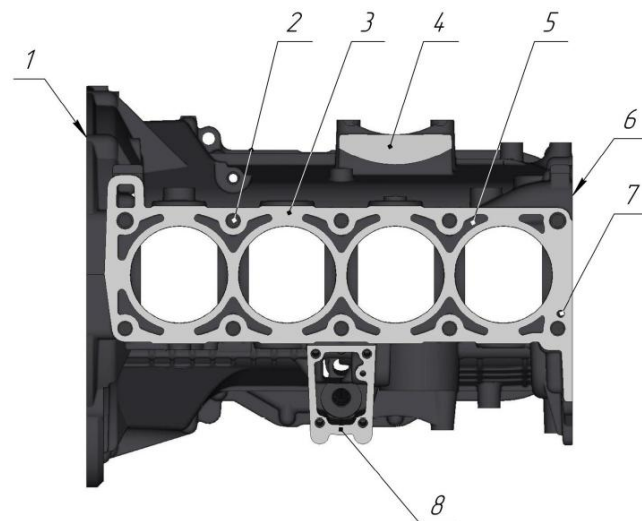


Рисунок 1.3 – Блок циліндрів двигуна 4Ч 9,55/8,6 (вид згори):

1 – фланець кріплення для коробки передач автомобіля; 2 – отвори для кріплення кришки циліндрів (10 отв.); 3 – площина прилягання кришки циліндрів; 4 – місце маркування ДВЗ; 5 – вікна сорочки охолодження двигуна; 6 – площина прилягання кришки ланцюга ГРМ; 7 – отвір для підведення масла в кришку циліндрів;
8 – фланець кріплення кришки приводу масляного насоса

Кришки корінних підшипників 7 виготовляються з високоміцного чавуну та обробляються в зборі з блоком циліндрів саме тому вони не є взаємозамінними. На нижній площині першої, другої та четвертої кришок вибиті їх порядкові номери для правильної установки.

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

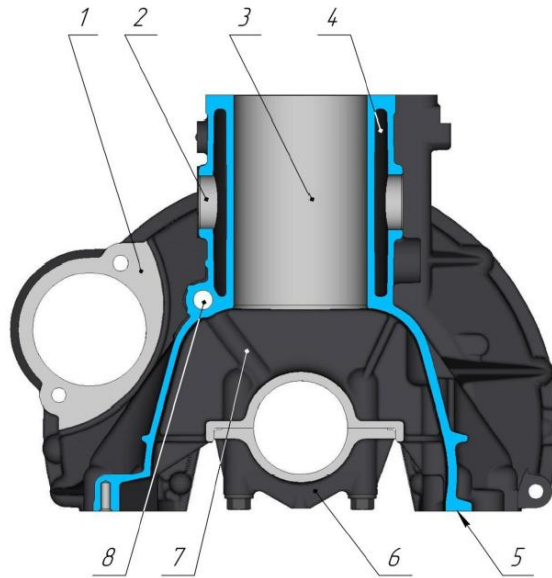


Рисунок 1.4 – Блок циліндрів двигуна 4Ч 9,55/8,6 (поперечний перетин по осі циліндра): 1 – фланець для кріплення стартера; 2 – технологічні отвори, які закриваються спеціальними заглушками; 3 – дзеркало робочого циліндра; 4 – сорочка охолодження двигуна; 5 – фланець для кріплення масляного картера; 6 – кришка корінного підшипника ДВЗ; 7 – канал підведення масла для змащення корінного підшипника ДВЗ; 8 – масляна магістраль.

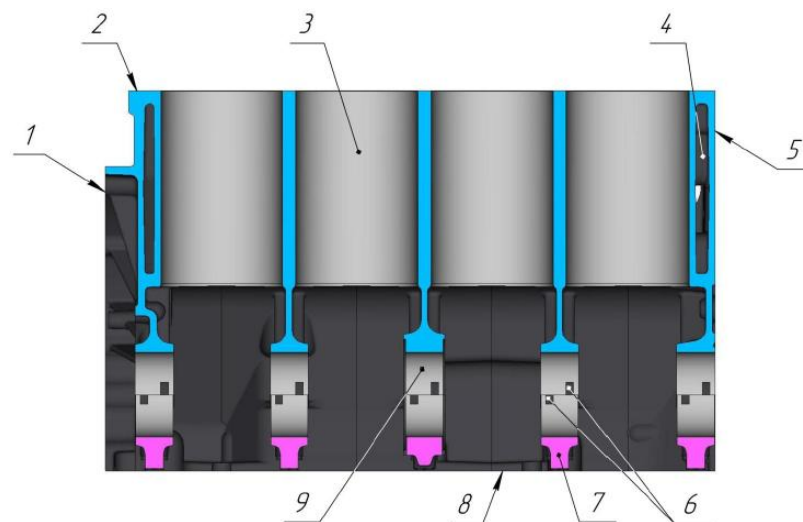


Рисунок 1.5 – Блок циліндрів двигуна 4Ч 9,55/8,6 (поздовжній перетин по осі циліндрів): 1 – фланець для кріплення коробки передач; 2 – площина прилягання кришки циліндрів; 3 – дзеркало робочого циліндра; 4 – сорочка охолодження ДВЗ; 5 – площина прилягання кришки ланцюга ГРМ; 6 – пази для фіксації вкладки корінних підшипників; 7 – кришка корінного підшипника; 8 – фланець для кріплення масляного картеру; 9 – гніздо корінного підшипника

При встановленні кришок замкові пази 6 підкладиші в блоці циліндрів двигуна та в кришках слід розташовувати з одного боку.

Кришка циліндрів (рис.1.6 та 1.7) виготовлена з алюмінієвого сплаву та має два впускних і два випускних клапана на кожен робочий циліндр. У верхній частині кришки робочих циліндрів розміщені два розподільчих вала. Кришки опор розподільчих валів ГРМ 1 (рис.1.6) обробляються в зборі з кришкою циліндрів й тому не взаємозамінні.

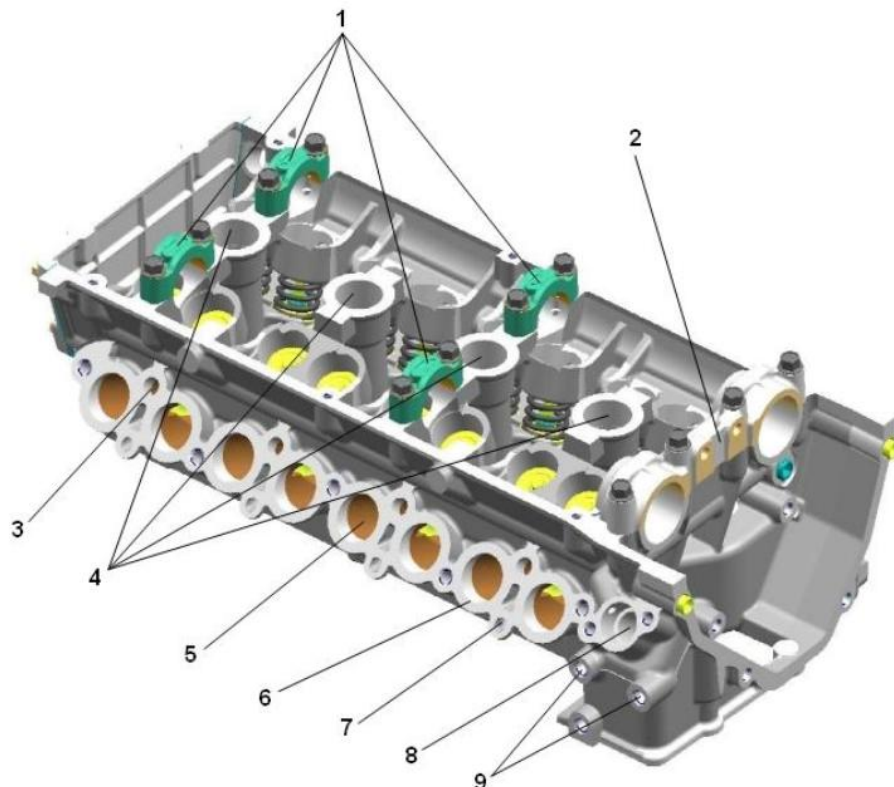


Рисунок 1.6 – Кришка робочих циліндрів (вид на фланець впускної труби, верхню площину та фланець кріплення передньої кришки): 1 – кришки розподільчих валів ГРМ; 2 – передня кришка розподільчих валів ГРМ; 3 – отвір для форсунки подачі палива; 4 – колодязі для встановлення свічок запалення; 5 – отвір каналу подачі повітря; 6 – фланець кріплення впускної труби; 7 – отвір для подачі повітря системи холостого ходу; 8 – отвір для установки гідравлічного натягача верхнього ланцюга; 9 – різьбові отвори для кріплення верхнього кронштейну генератора

Кришки опор валів повинні кріпитися відповідно до вибитих на їх поверхні порядкових номерів, при цьому орієнтуючи їх певним чином. Між кришкою робочих циліндрів та блоком циліндрів встановлюється асбостальова прокладка. Отвори 6 під свічки запалення знаходяться в центрі камери згоряння (рис.1.7).

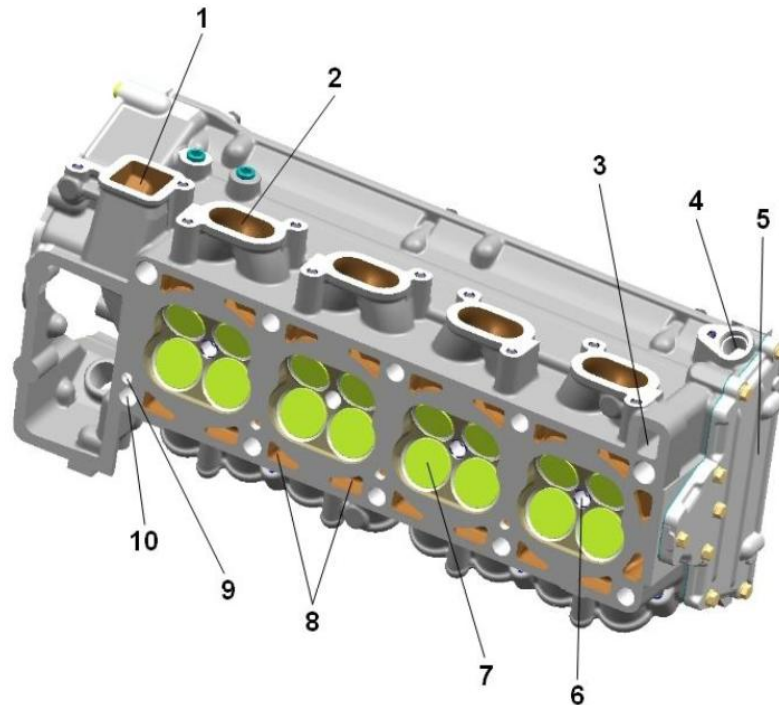


Рисунок 1.7 – Кришка робочих циліндрів (вид на камеру згоряння, фланець випускного колектора та задню кришку):

1 – отвір каналу сорочки охолодження двигуна; 2 – отвір каналу випуску відпрацьованих газів; 3 – отвір каналу зливу масла в порожнину картера; 4 – отвір для встановлення датчика фаз; 5 – задня кришка кришки циліндрів; 6 – отвір встановлення свічки запалення; 7 – робочий клапан; 8 – вікна сорочки охолодження двигуна; 9 – отвір каналу подачі масла до кришки циліндрів; 10 – отвір для болтів кріплення кришки циліндрів

Поршень двигуна відлитий з алюмінієвого сплаву(рис.1.8). Тронк поршня виконаний з бочкоподібним вертикальним профілем та мікрорельєфом для покращення прироботки та зниження втрат на тертя при роботі. У поперечному перетині (горизонтальному) тронк поршня має форму овалу у якому більший радіус розташований перпендикулярно осі поршневого пальця. На днищі поршня виконана виїмка для збільшення камери згоряння та чотири виїмки, які запобі-

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

гають дотику (удару) о днище поршня тарілок клапанів при порушенні фаз газорозподілу. За найбільшим діаметром тронк поршня діляться на п'ять розмірних груп, за діаметром отвору під поршневий палець також на кілька груп. Маркування розмірних груп позначається на днищі. На торці поршня присутній напис «ПЕРЕД», що слугує правильній орієнтації при встановленні в блок циліндрів. Поршень двигуна повинен встановлюватися, орієнтуючись за цим написом в сторону переднього торця блоку робочих циліндрів (в сторону розташування шків-демпфера колінчастого валу).

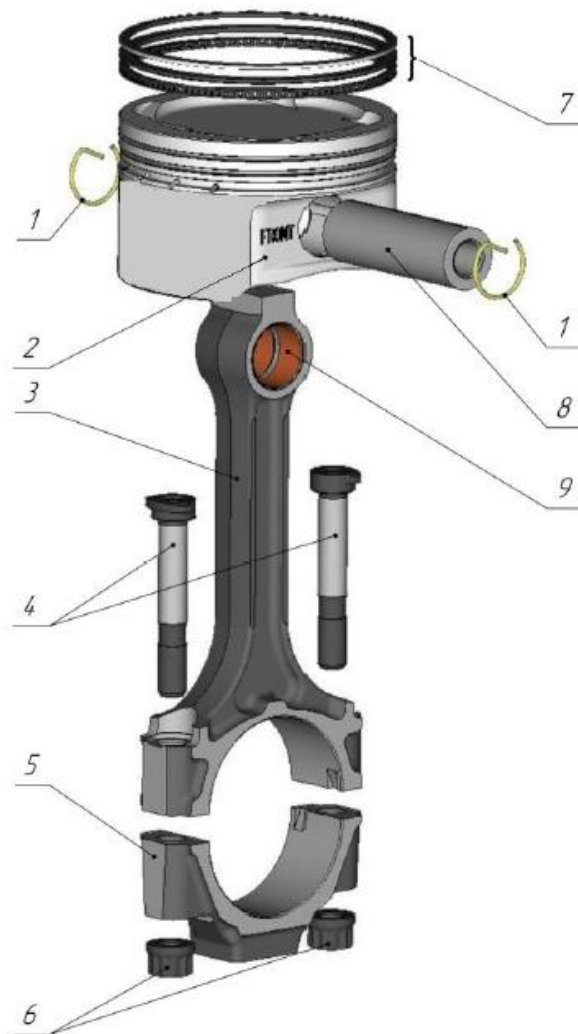


Рисунок 1.8 – Поршень, поршковий палець та шатун:

1 – стопорні кільця; 2 – поршень; 3 – шатун; 4 – болти кріплення кришки шатуна; 5 – кришка шатуна; 6 – гайки; 7 – поршкові кільця; 8 – поршковий палець; 9 – втулка шатуна

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршневі кільця встановлюються по три на кожний поршень, а саме два компресійних та одне маслосаз'ємне (рис.1.9). Верхнє компресійне кільце 1 виготовлено з високоміцного чавуну. Зовнішня робоча поверхня кільця, яка прилягає до поверхні робочого циліндру має бочкоподібну форму. Для збільшення зносостійкості ця поверхня покривається хромом. Нижнє 2 компресійне кільце «скребкового типу», виконується з сірого чавуну та має зовнішню конічну поверхню. Поршневе кільце має встановлюватися у канавку маркуванням «ТОР» (верх) або маркуванням товарного знаку підприємства-виробника у бік днища поршня (тобто вгору). На поршень двигуна може встановлюватися двоелементне маслосаз'ємне кільце 3, що складається з чавунного кільця коробчатого поперечного перетину 5 (вид В, варіант 1), всередині якого встановлено пружинний розширювач 6, та трьохелементного маслосаз'ємного кільця, що складається з двох сталевих плоских кільцевих дисків 7 (вид В, варіант 2) та двофункційного пружинного розширювача 8.

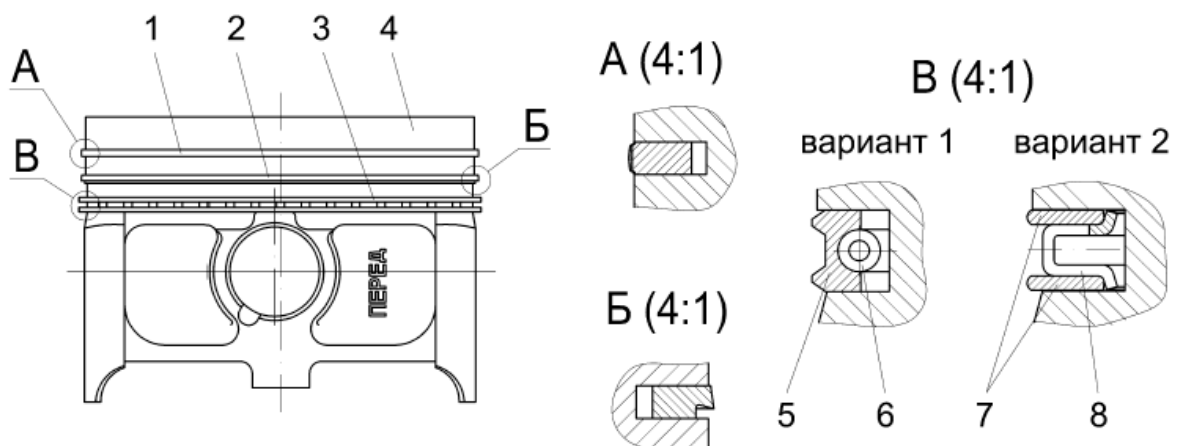


Рисунок 1.9 – Поршневі кільця двигуна 3МЗ:

1 – верхнє компресійне кільце; 2 – нижнє компресійне кільце; 3 – маслосаз'ємне кільце; 4 – поршень; 5 – маслосаз'ємне кільце коробчатого перетину; 6 – пружинний розширювач; 7 – кільцевий диск; 8 – двофункційний пружинний розширювач

Поршневий палець – трубчастого перетину, сталевий, плаваючого типу, при роботі двигуна вільно обертаються у бобишках поршня та втулці шатуна. Для збільшення зносостійкості і твердості зовнішня поверхня пальця піддається

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

хіміко-термічному зміцненню. Осьове переміщення пальця у бобиках поршня обмежується стопорними кільцями, встановленими в канавках бобишек. Пальці за зовнішнім діаметром діляться на п'ять розмірних груп.

Шатун двигуна – сталевий, кований, із стрижнем двотаврового перетину та поздовжнім отвором подачі масла для забезпечення змащення підшипника поршневого пальця й охолодження днища поршня. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка, що є підшипником поршневого пальця. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться до шатуна двома центруючими болтами з гайками. Кришка нижньої головки шатуна обробляється спільно з шатуном, тому кришки не можна переставляти з одного шатуна на інший. Для правильного складання на бічних поверхнях кришок та шатунів, вибиті порядкові номери робочих циліндрів, в які вони були встановлені. Кришка нижньої головки шатуна з шатуном повинні бути зібрані таким чином, щоб номери циліндрів або пази під вкладиші розташовувалися з одного боку. Шатуни діляться на чотири групи по масі та на чотири розмірні групи по діаметру отвору втулки під поршневий палець.

Колінчастий вал двигуна відлитий з високоміцного чавуну та має п'ять опор. Для розвантаження корінних підшипників від дії відцентрових сил колінчастий вал має вісім противаг. Зносостійкість шатунних та корінних шийок, а також поверхні заднього фланця, що контактує з робочою кромкою сальника, забезпечується поверхневим загартуванням струмами високої частоти. Галтелі корінних та шатунних шийок колінчастого валу виконуються накаткою роликками для їх зміцнення. Колінчастий вал динамічно збалансований. У корінних та шатунних шийках (окрім середньої) просвердлені наскрізь отвори, які з'єднуються косими свердліннями, що проходять крізь шийки та щоки валу. Дані канали призначені для подачі масла для змащення шатунних підшипників. У місцях виходу свердлень у щоках містяться спеціальні порожнини закриті різьбовими пробками для уловлювання грязі. У процесі обертання колінчастого валу двигуна бруд та продукти зносу деталей, що знаходяться в маслі, відокремлюються за рахунок дії відцентрової сили інерції і накопичуються в цих порожнинах. Таким

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

чином відбувається додаткове очищення масла крім фільтра. Напрямок обертання колінчастого вала двигуна праве (дивлячись на шків-демпфера). Колінчастий вал двигуна встановлено в корінних опорах блоку циліндрів, в яких розташовані вкладиші підшипників.

Вкладиші корінних та шатунних підшипників колінчастого вала сталеалюмінієві. Верхні вкладиші корінних підшипників мають канавку та отвір для подачі масла, нижні – без канавок. Верхні та нижні вкладиші шатунних підшипників однакові та мають отвір для підведення масла в масляний канал шатуна. Осьове переміщення колінчастого валау обмежується спеціальними упорними напівшайбами 3 та 6 (рис.1.10), розташованими по обидва боки середньої корінної опори (третьої) в проточках кришки та блоку циліндрів. Напівшайби поверхнею з канавками звернені до щік колінчастого вала двигуна. Нижні напівшайби фіксуються від обертання за рахунок виступів, що входять в спеціальні пази на торцях кришки середнього корінного підшипника. Нижні напівшайби упорного підшипника сталеалюмінієві. Верхні напівшайби упорного підшипника виконані повністю з алюмінієвого сплаву. Можуть встановлюватися поліамідні напівшайби 3 переднього упорного підшипника.

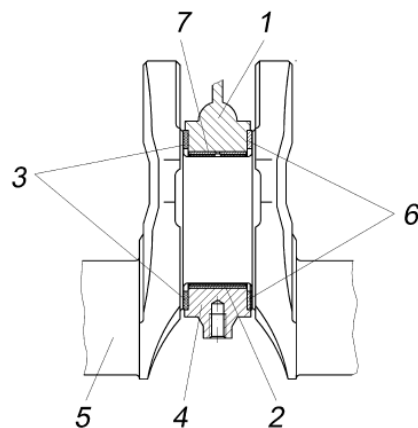


Рисунок 1.10 – Середній або упорний підшипник колінчастого вала:

1 – блок робочих циліндрів; 2 – нижній вкладиш корінного підшипника; 3 – передні упорні напівшайби; 4 – кришка середнього корінного підшипника; 5 – колінчастий вал; 6 – задні упорні напівшайби; 7 – верхній вкладиш корінного підшипника

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На передньому кінці колінчастого вала встановлені: ведуча зірочка 7 приводу розподільчих валів ГРМ, втулка 6 та шків-демпфер 3 з зубчастим диском синхронізації, які закріплені спеціальним стяжним болтом 1 (рис.1.11). Зовнішня поверхня сталевий втулки 6 (рис.1.11) для збільшення зносостійкості загартована струмом високої частоти. Герметичність переднього кінця колінчастого вала забезпечується сальником 4 та гумовим кільцем 14, встановленим в протоцку колінчастого вала двигуна між втулкою 6 й зірочкою 7.

Шків-демпфер колінчастого вала має спеціальний еластомірний гумовий елемент, якій слугує для гасіння крутильних коливань, з подальшим зниженням шуму та поліпшенням умов роботи ланцюгового приводу розподільчих валів ГРМ. Шків-демпфер піддається статичному балансуванню.

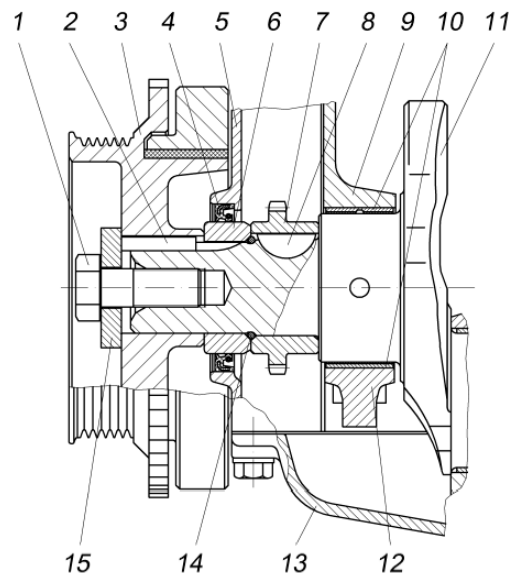


Рисунок 1.11 – Передній кінець колінчастого вала двигуна:

1 – стягуючий болт; 2 – призматична шпонка; 3 – шків-демпфер; 4 – передній сальник; 5 – кришка ланцюга; 6 – втулка; 7 – зірочка колінчастого вала; 8 – сегментна шпонка; 9 – блок робочих циліндрів; 10 – вкладиші корінного підшипника; 11 – колінчастий вал; 12 – кришка корінного підшипника; 13 – масляний картер; 14 – гумове кільце ущільнювача; 15 – шайба

Зубчастий вінець шків-демпфера призначений для вироблення імпульсів, які сприймаються датчиком синхронізації системи керування, за допомогою

яких мікропроцесорний блок системи керування (МБК) визначає частоту обертання колінчастого вала двигуна та його положення щодо ВМТ. На диску демпфера нанесена спеціальна риска, за збігом якої з виступом на кришці ланцюга визначається положення поршня першого циліндра у ВМТ. На центруючий бурт заднього кінця колінчастого вала та штифт 7 встановлено маховик 6, прикріплений до фланця шістьма болтами 11, що стопоряться через термозміцнену шайбу 9 (рис.1.12). Термозміцнена шайба призначена для підвищення надійності з'єднання. В отвір маховика встановлені розпірна втулка 8 та підшипник 10 первинного валу коробки передач автомобіля. Герметичність заднього кінця колінчастого вала забезпечується заднім сальником 5, встановленим у держателі сальника 4.

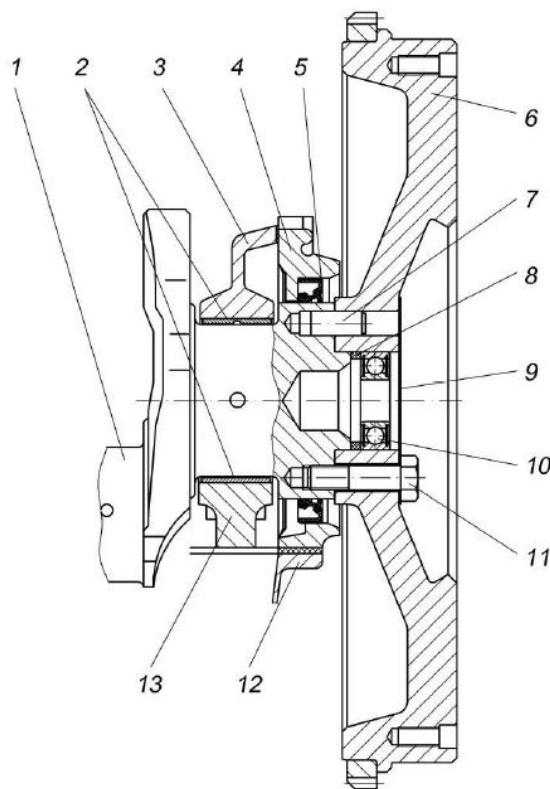


Рисунок 1.12 – Задній кінець колінчастого вала двигуна:

1 – колінчастий вал; 2 – вкладиші корінного підшипника; 3 – блок робочих циліндрів; 4 – тримач сальника; 5 – задній сальник; 6 – маховик; 7 – установочний штифт маховика; 8 – розпірна втулка; 9 – шайба болтів маховика; 10 – підшипник переднього кінця первинного валу коробки передач автомобіля; 11 – болт кріплення маховика; 12 – масляний картер; 13 – кришка корінного підшипника

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Маховик відлитий із сірого чавуну та має напресованими сталевий зубчастий вінець, зміцнений завдяки загартуванню струмами високої частоти. Статичне балансування маховика виконується окремо від колінчастого вала.

Привід розподільчих валів ГРМ здійснюється двома зубчастими ланцюгами (рис.1.13). Привід розподільчих валів ГРМ включає в себе: зірочку 1 колінчастого вала (має 29 зубів), відому 5 та ведучу 6 зірочки проміжного вала (46 та 23 зуба відповідно), зірочки розподільчих валів 14 та 16 (29 зубів), два зубчастих ланцюга 4 та 11 (84 ланки – нижня та 108 ланок – верхня), гідравлічний натягувач 3 та 9, черевики натягу ланцюгів 2 та 8, і заспокоювачі ланцюгів 15, 20 та 21.

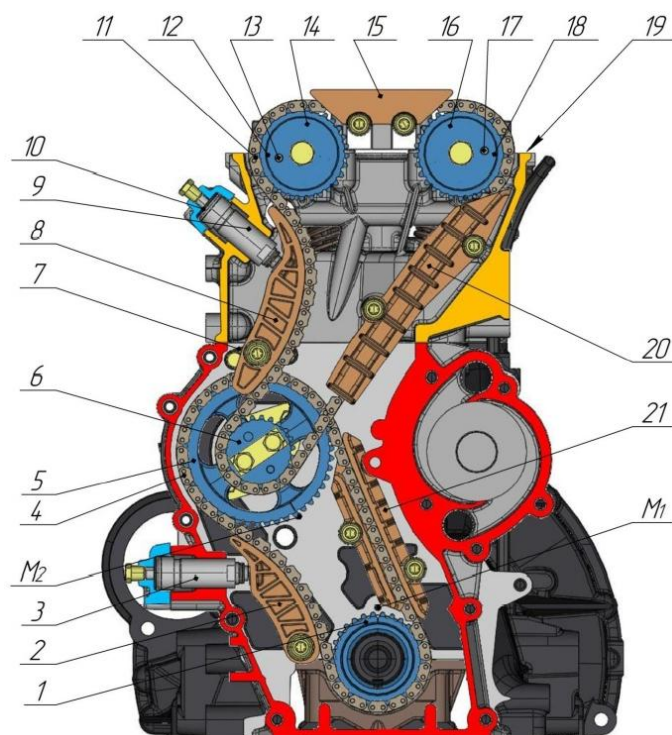


Рисунок 1.13 – Привід розподільчих валів ГРМ зубчастими ланцюгами:

1 – зірочка колінчастого вала; 2, 8 – башмак натягу ланцюга; 3, 9 – гідравлічний натягувач; 4 – ланцюг першого ступеня; 5 – ведома зірочка проміжного вала; 6 – ведуча зірочка проміжного вала; 7 – опора болта черевика; 10 – шумоізоляційна шайба; 11 – ланцюг другого ступеня; 12, 18 – установчі позначки на зірочках; 13, 17 – установчі штифти; 14 – зірочка розподільчого вала впускних клапанів; 15 – заспокоювач ланцюга верхній; 16 – зірочка розподільчого вала випускних клапанів; 19 – верхня площина головки циліндрів; 20 – заспокоювач ланцюга середній; 21 – заспокоювач ланцюга нижній; M_1 та M_2 – установчі позначки на блокуці циліндрів

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Натяг ланцюга кожної ступені приводу ГРМ здійснюється гідронатягувачем. Для правильного збирання приводу розподільчих валів ГРМ та установки фаз газорозподілу на зірочці колінчастого валу, що її веде, зірочці проміжного валу, зірочках розподільчих валів та блоці циліндрів є мітки.

Розподільчі вали відлиті із спеціального легованого чавуну та для досягнення високої зносостійкості робочих поверхонь застосовується «отбіл» кулачків. Вали обертаються у два рази повільніше колінчастого вала двигуна в підшипниках, утворених кришкою циліндрів та знімними алюмінієвими кришками. Від осевих переміщень розподільчі вали фіксуються упорними поліамідними півкільцями, які входять в проточки на передній опорній шийці розподільчих валів. Впускний та випускний розподільчі вали мають однаковий профіль кулачків. Привід робочих клапанів здійснюється двома розподільчими валами ГРМ 6 та 9, розташованими в кришці циліндрів 5 (рис. 1.14). Кулачки розподільчих валів ГРМ діють безпосередньо на гідравлічні штовхачі 10, які переміщаються в циліндричних отворах кришки циліндрів двигуна.

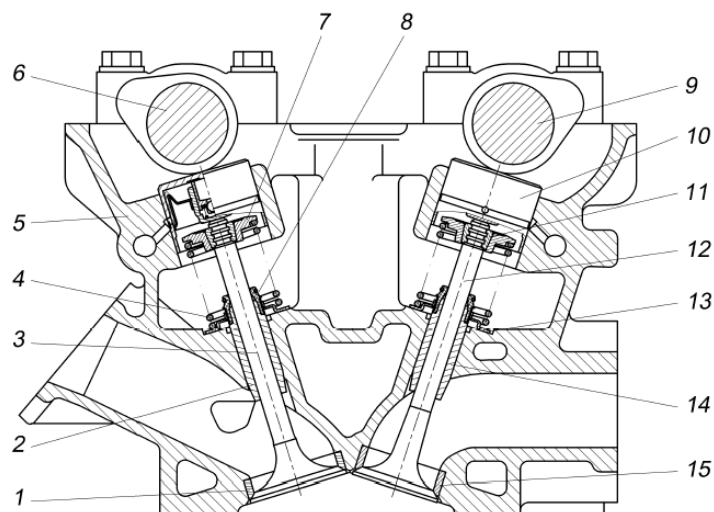


Рисунок 1.14 – Привід клапанів ГРМ:

1 – сідло впускного клапану; 2 – напрямна втулка впускного клапану; 3 – впускний клапан; 4 – пружина клапану; 5 – кришка циліндрів; 6 – розподільчий вал впускних клапанів; 7 – тарілка пружини клапана; 8 – ковпачок відбивання масла; 9 – розподільчий вал випускних клапанів; 10 – гідравлічні штовхачі; 11 – сухар клапану; 12 – випускний клапан; 13 – опорна шайба пружини клапану; 14 – напрямна втулка випускного клапану; 15 – сідло випускного клапана

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Використання гідравлічних штовхачів в приводі клапанів ГРМ відкидає потребу в регулюванні зазорів. У приводі застосовується по одній пружині на кожен робочий клапан.

Клапани виготовлені з жароміцної сталі та мають можливість в процесі роботи повертатися. Клапани працюють в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндрів. Направляючі втулки клапанів виготовляються з металокераміки або з легованого сірого чавуну. Сідла робочих клапанів виготовляються з металокераміки.

Система подачі палива двигуна складається з паливного баку, паливопроводів, електробензонасосу, паливного фільтра, електромагнітних форсунок упорскування палива та регулятора тиску. Система подачі палива забезпечує подачу необхідної чітко дозованої кількості палива у робочі циліндри двигуна на всіх режимах роботи. Паливо подається в двигун чотирма електромагнітними паливними форсунками, які встановлено у впускний трубі. У паливопроводі розміщуються електромагнітні паливні форсунки, інші кінці яких встановлені у впускну трубу. Герметичність з'єднання паливних форсунок з паливопроводом та впускною трубою забезпечується гумовими кільцями круглого перетину.

Система охолодження двигуна рідинна, закрита, з примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини. Система охолодження складається з сорочок охолодження блоку робочих циліндрів та кришки циліндрів, водяного насосу з електромагнітною муфтою включення вентилятора та термостату. Вентилятор системи охолодження двигуна кріпиться до маточини електромагнітної муфти водяного насосу.

Система змащення двигуна ЗМЗ є комбінованою, а саме з подачею масла до поверхонь, що труться під тиском, розбризкуванням та автоматичним регулюванням температури масла термодіафрагмою. Система змащення містить: масляний картер, масляний насос з прийомним патрубком та редукційним клапаном, привід масляного насоса, масляні канали в блоці робочих циліндрів, кришки циліндрів та колінчастому валу, повнопоточний масляний фільтр, термодіафрагма.

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

пан, показчик рівня масла, кришку маслоналивної горловини, пробку зливу масла та датчики показчика і сигналізатора тиску масла у системі.

1.4. Висновок до розділу

Бензиновий двигун 4Ч 9,55/8,6 потужністю 112 кВт при частоті обертання колінчастого валу 5200 хв^{-1} відповідає усім вимогам експлуатації та цілком може встановлюватись на повнопривідному автомобілі УАЗ повною масою до 3000 кг. Двигуни 4Ч 9,55/8,6 у складі транспортного засобу цілком придатний для експлуатації в помірному кліматі України при значеннях температури навколишнього повітря від мінус 45°C до плюс 40°C та відносної вологості повітря до 80 % при температурі плюс 20°C . Поперечний та повздовжній перетин двигуна 4Ч 9,55/8,6, а також загальний вид автомобілю, представлено кресленнями формату А1.

					ДП.142.6221м.08.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Моделювання робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6	Літ.	Арк.
Студент		Цимоха Д.С.					Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.				НУК	

2.1. Вимоги до проектного автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

Відповідно до завдання кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» проектується двигун з іскровим запаленням типу 4Ч 9,55/8,6 (ЗМЗ) виробництва ВАТ «Заволжський моторний завод» потужністю 100 кВт при 5200 об/хв. Модернізований двигун повнопривідного автомобіля з системою термохімічної утилізації тепла (ТХУ) відпрацьованих газів (ВГ) має параметри, відмінні від двигуна-прототипу 4Ч 9,55/8,6, відповідно далі у розділі розраховуються основні параметри його робочого циклу й проектується нова система утилізації тепла відпрацьованих газів та подачі альтернативного палива (синтез-газу), що забезпечить нові параметри робочого циклу. Для забезпечення високої економічності та екологічності при заданій потужності модернізованого двигуна потрібно звернути особливу увагу на всі параметри, які впливають на витрату пального.

Надійність модернізованого двигуна забезпечується розробкою раціональної конструкції, відсутністю похибок під час проведення розрахунків, особливо на розрахунків на міцність деталей КШМ. При проектуванні двигуна повинні бути враховані умови його роботи (наприклад, при значеннях температури навколишнього повітря від мінус 45 °С до плюс 40° С), які можуть виникнути в процесі експлуатації на транспортному засобі. Допустимий рівень шуму та вібрації двигуна забезпечується встановленням глушників шуму на газовипуск, конструктивними заходами зниження шуму та вібрації у вузлах двигуна.

Токсичність ВГ модернізованого двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження запалювання, коефіцієнта надлишку повітря.

При конструюванні нового двигуна потрібно забезпечити легкий доступ до основних вузлів та агрегатів, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня з шатуном через робочий циліндр двигуна. Модернізований двигун не повинен бути захищений трубопроводами та кабелями, по можливості потрібно уникати навішених агрегатів там, де їх

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

можна розташувати окремо від двигуна. Виходячи з вище сказаного, при одночасній сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення модернізованого двигуна на випробуваннях й в процесі експлуатації у складі транспортного засобу, можна створити двигун, що коштує на рівні сучасних закордонних аналогів при цьому не поступаючись в економічності та екологічності.

2.2. Основні параметри автомобільних двигунів-аналогів

Двигун проектується на базі бензинового двигуна 4Ч 9,55/8,6 з іскровим запаленням, основні параметри цього типорозміру й найближчих до нього аналогів наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Основні параметри аналогів проектного двигуна

№ з.п.	Назва двигуна за держстандартом	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання колінчатого вала, мін^{-1}
1	4Ч 8,7/7,56	78	5800
2	4Ч 7,6/8,8	81	5500
3	4Ч 8,2/8,4	90	5900
4	4Ч 9,55/9,4	105	4600

2.3. Розрахунок робочого циклу автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ

Для розрахунку робочого циклу бензинового двигуна 4Ч 9,55/8,6 була взята модель розроблену на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова під керівництвом професора Ю. Л. Мошенцева та доцента Д. С. Мінчева на основі робіт таких відомих авторів, як Н. М. Глаголев, Н. К. Шокотов, Н. Ф. Разлейцев, Р. М. Петриченко, В. Г Семенов, А. П. Марченко, Ф. І. Абрамчук та ін. Процес тепловиділення у моделі базується на об'ємному законі вигорання палива та описується напівемпіричним рівнянням запропонованим професором І.І. Вібе, отриманим на основі якісних уявлень про швидкість ланцюгових реакцій. Основними показниками цього напівемпірично-

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

го рівняння є показник характеру згоряння m та тривалість процесу згоряння φ_z . Показник згоряння m відображає характер зміни в часі відносної щільності ефективних центрів у процесі згоряння паливоповітряної суміші. Цим параметром однозначно визначається характер та особливість протікання процесу згоряння паливоповітряної суміші у робочому циліндрі двигуна.

Моделювання робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6, що працює на продуктах термохімічної конверсії вихідного палива (синтез-газі), виконане в диференціальній формі, на основі узагальненого опису основних процесів згоряння, з метою максимального узагальнення результатів дослідження. Основні процеси робочого циклу будь якого ДВЗ прийнято відображати у вигляді розгорнутої або згорнутої індикаторної діаграми, побудова якої безпосередньо пов'язана з визначенням тиску в циліндрі у відповідних процесах робочого циклу: стиснення, згоряння, розширення та випуску ВГ. В основі побудови індикаторної діаграми лежить використання першого закону термодинаміки щодо виділеного об'єму. У загальному вигляді він записується наступним чином:

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dM_j = d(Mu) + p dV,$$

де dQ – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла; $\sum i_j dM_j$ – потік ентальпії, внесеної (+) або винесеної (–) з елементарними масами dM_j по відношенню до об'єму V ; M – маса робочого тіла в циліндрі; u – питома внутрішня енергія робочого тіла; p – тиск у циліндрі.

Під час виконання розрахунків робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6 необхідно приділити особливу увагу вибору таких параметрів як:

- загальна тривалість процесу згоряння φ_z ;
- емпіричний коефіцієнт – показник характеру згоряння m ;
- нижча теплота згоряння продуктів термохімічної конверсії вихідного палива – синтез-газу;
- склад синтез-газу;
- необхідна кількість повітря для згоряння паливоповітряної суміші.

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При розрахунку робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6 вихідні дані вибиралися на основі відомих рекомендацій з урахуванням необхідності забезпечення заданої потужності двигуна при високій економічності й допустимих навантажень на його механізми. Паливна економічність залежить від правильного вибору вихідних даних, які повинні відповідати умовам реального забезпечення цих параметрів при експлуатації двигуна. Це досягається за рахунок застосування рекомендацій довідкових та навчальних джерел.

Вихідним паливом для роботи бензинового двигуна 4Ч 9,55/8,6 було обрано біоетанол, який є відновлюваним джерелом енергії та має досить широку сировинну базу в Україні. Перетворення біоетанолу у синтез-газ за рахунок ТХУ проходить за реакцією парової конверсії



Одним з найважливіших параметрів який характеризує процес хімічного перетворення вихідного палива (біоетанолу) у синтез-газ є ступінь конверсії (кількість прореагованого вуглеводню). Також варто відзначити наступні не менш важливі основні параметри процесу парової конверсії біоетанолу, які безпосередньо впливають на процес парової конверсії вихідного палива:

- температура процесу конверсії;
- тиск у термохімічному реакторі;
- співвідношення вихідних компонентів реакції (біоетанолу та води).

Вихідні дані для початку моделювання робочого циклу:

Діаметр робочого циліндра двигуна, $D = 95,5$ мм

Хід поршня, $S = 86$ мм

Кількість робочих циліндрів, $i = 4$

Ступінь стиснення, $\varepsilon = 9,3$

Частота обертання колінчатого валу двигуна, $n = 5200$ об/хв

Кут випередження запалення, $\Theta = 20$ град. до ВМТ

Параметри навколишнього середовища:

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тиск навколишнього середовища, $P_o = 1$ бар

Температура навколишнього середовища, $T_o = 293$ К

Характеристика палива та процесу згоряння:

Коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 1,6$

Тривалість процесу згоряння, $\varphi_z = 40^\circ$

Показник характеру згоряння(має змінний характер), $m = 1,56...5,46$

Склад синтез-газу:

– водень, $H_2 = 0,67$

– окис вуглецю, $CO = 0,33$

Густина синтез-газу, $\rho = 0,413$ кг/ м³

Нижча теплота згоряння синтез-газу, $Q_n = 24082$ кДж/кг

Фази газорозподілу двигуна (згідно паспортних даних):

Початок впуску, $\varphi_{вп.нач.} = 20$ град. до ВМТ

Кінець впуску, $\varphi_{вп.кін.} = 52$ град. за НМТ

Початок випуску, $\varphi_{вип.нач.} = 52$ град. до НМТ

Кінець випуску, $\varphi_{вип.кін.} = 20$ град. за ВМТ

Діаметр впускного клапана, $d_{вп.кл.} = 37,5$ мм

Кількість впускних клапанів, $i_{вп.кл.} = 2$

Діаметр випускного клапана, $d_{вип.кл.} = 32,5$ мм

Кількість випускних клапанів, $i_{вип.кл.} = 2$

Висота підйому клапанів, $h = 12$ мм

Кут конуса тарілки впускних клапанів, $\alpha_{вп.кл.} = 45^\circ$

Кут конуса тарілки випускних клапанів, $\alpha_{вип.кл.} = 45^\circ$

Результати розрахунків двигуна:

Ефективна потужність двигуна, $N_e = 100,47$ кВт

Питома ефективна витрата палива, $g_e = 0,366$ кг/(кВт·год)

Ефективний ККД, $\eta_e = 0,4$

Середній ефективний тиск, $p_e = 0,858$ МПа

Кут максимального тиску, $\varphi_{pz} = 17$ град. за ВМТ

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальний тиск згоряння, $P_z = 5597$ кПа

На підставі проведеного розрахунку робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6 будується індикаторна діаграма рис. 2.1 та характеристики тепловиділення рис. 2.2 відповідно.

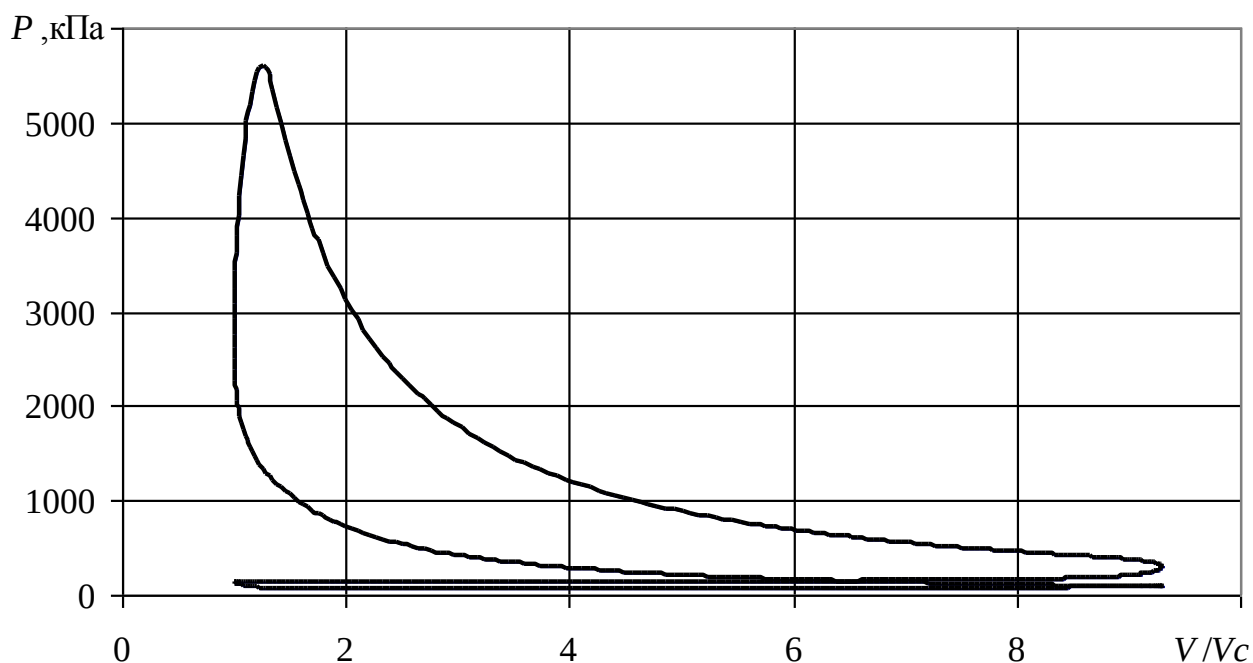


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма двигуна 4Ч 9,55/8,6 при роботі на синтез-газі

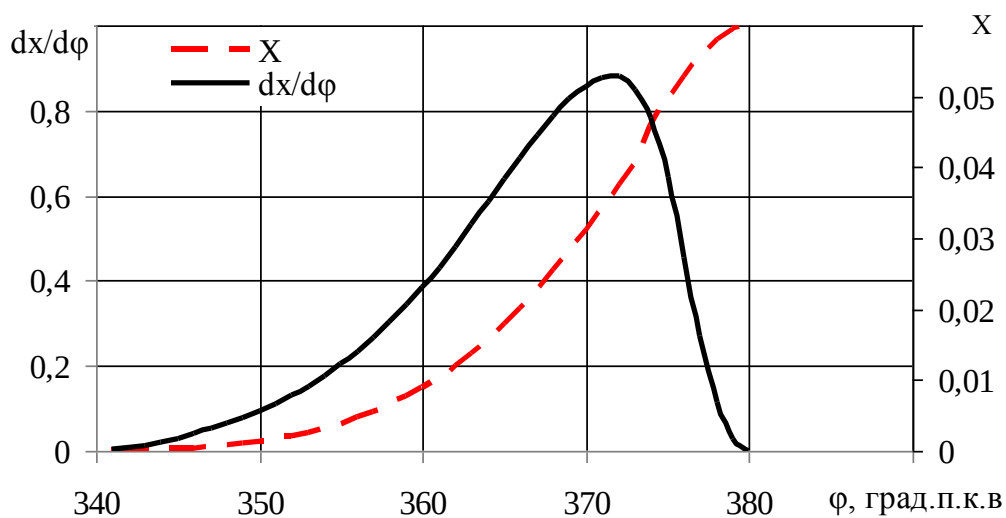


Рисунок 2.2 – Характеристики тепловиділення двигуна 4Ч 9,55/8,6 при роботі на синтез-газі

Первинна оцінка ефективності використання ТХУ тепла ВГ для двигуна 4Ч 9,55/8,6 була виконана при порівнянні теплоти згорання 1 кг вихідного палива (етанолу) та теплоти згорання синтез-газу отриманого при конверсії цього ж 1кг палива (табл. 2.2).

Таблиця 2.2. Порівняльний аналіз ефективності використання ТХУ тепла ВГ для двигуна 4Ч 9,55/8,6

№ з. п.	Вихідне паливо	Реакція пелетворення	Ступінь конверсії χ , %	Масові складові синтез-газу		Q, МДж	Q _{с-г} , МДж	ΔQ , МДж
				H ₂ , %	CO, %			
1	CH ₄	ПК	100	17,6	82,4	50	65,13	23,22
2	C ₂ H ₆	ПК	100	15,2	84,8	47,48	61,47	22,75
3	C ₃ H ₈	ПК	100	14,3	85,7	46,36	60,14	22,91
4	C ₄ H ₁₀	ПК	100	13,8	86,2	45,79	59,48	22,98
5	CH ₃ OH	Р	100	12,5	87,5	19,67	25,06	21,52
6	C ₂ H ₅ OH	ПК	100	12,5	87,5	26,78	34,87	23,20

Примітка: ПК – парова конверсія; Р – розкладання палива; Q – теплота згорання 1 кг палива; Q_{с-г} – теплота згорання продуктів конверсії 1 кг вихідного палива; ΔQ – приріст енергії у наслідок конверсії (ТХУ тепла ВГ)

З результатів наведених у таблиці 2.2 видно, що при 100 % конверсії вихідного палива приріст енергії становить в середньому близько 22,7 %. Згідно з літературними даними [2–7], присутність в синтез-газі водню сприяє поліпшенню екологічних показників двигуна, а саме зниженню рівня таких токсичних компонентів ВГ, як NO_x, сажі, CO, та CH.

2.4. Висновки до розділу

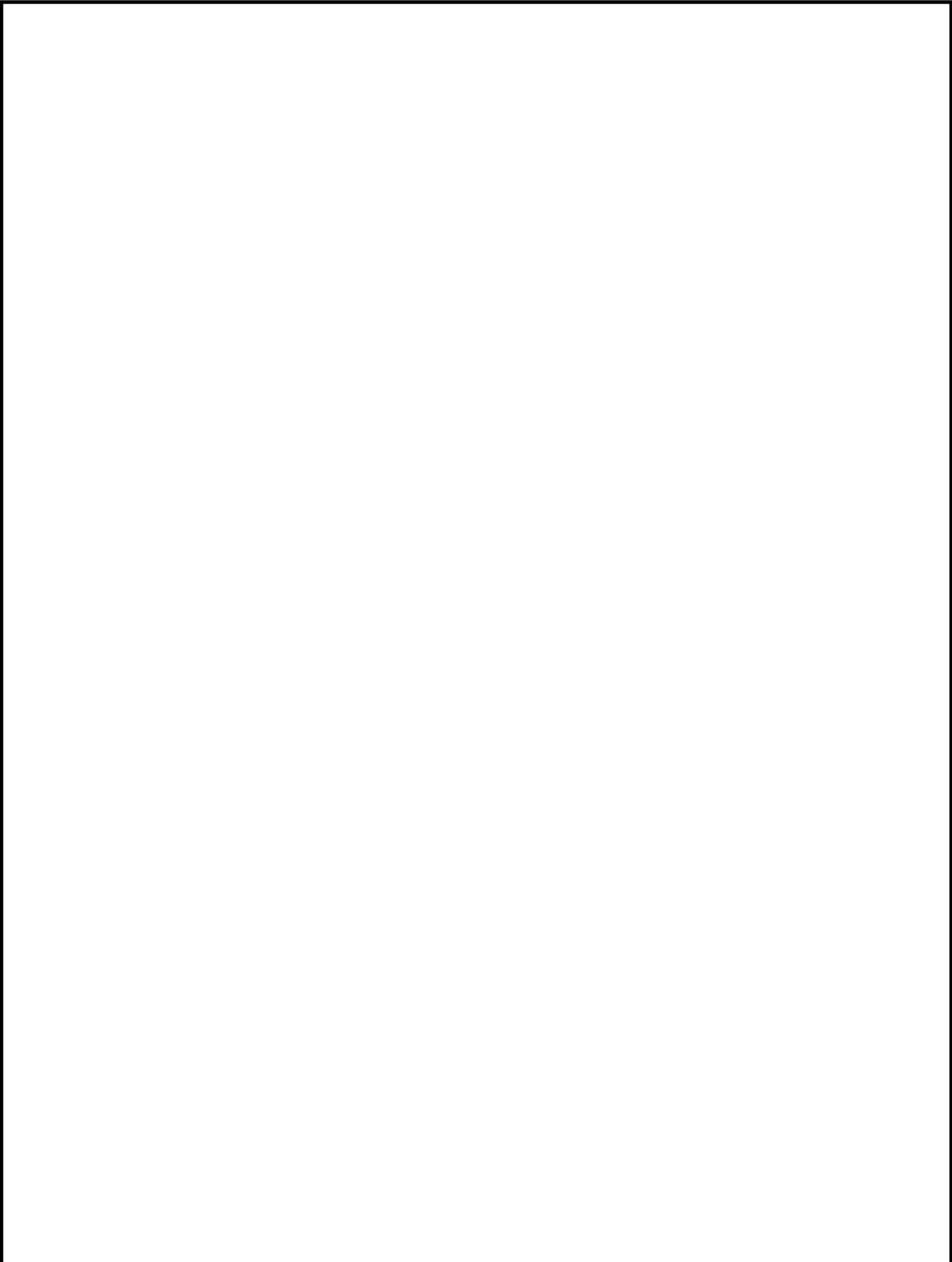
У результаті виконаних розрахунків робочого циклу двигуна з іскровим запаленням типу 4Ч 9,55/8,6 (ЗМЗ) виробництва ВАТ «Заволжський моторний завод», що працює на синтез-газі, отриманого за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих газів, визначені всі основні параметри робочого циклу, які знадобляться для подальших розрахунків системи ТХУ тепла ВГ. В таб-

					ДП.142.6221м.08.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лиці 2.3 подано основні параметри роботи двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ тепла ВГ. Згідно таблиці модернізований двигун 4Ч 9,55/8,6 з ТХУ ВГ за основними економічними показниками не поступається двигунам аналогам поданим вище. При повній конверсії вихідного палива (біоетанолу) приріст енергії становить в середньому близько 22,7 %, що є досить значним показником. Таким чином, модернізований двигун 4Ч 9,55/8,6 має прогресивний набір основних параметрів, що характеризують його робочий цикл й споживчі якості на достатньо високому конкурентоздатному рівні.

Таблиця 2.3. Параметри модернізованого двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6

№ п. п.	Параметр	Значення
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	100,5
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт· год)	366
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	0,858
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,4
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	5,59
6	Кут максимального тиску, φ_{pz} град. за ВМТ	17
7	Нижча теплота згоряння палива, Q_n кДж/кг	24082



					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення запасів міцності основних деталей механізму руху двигуна типу 4Ч 9,55/8,6	Літ.	Арк.
Студент	Цимоха Д.С.						Аркушів
Консульт.							
Керівник	Митрофанов О.С.					НУК	

При виконанні аналізу КШМ кут повороту кривошипа колінчастого валу φ відраховується убік його повороту від положення ВМТ $\varphi = \omega \cdot \tau$ та приймається незалежною змінною. Кутова швидкість колінчастого валу при кінематичних та динамічних розрахунках приймається постійною й знаходиться:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ , c}^{-1}, \quad \omega = \frac{3,14 \cdot 5200}{30} = 544,3 \text{ c}^{-1}$$

Кутове переміщення кривошипа колінчастого валу:

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau ;$$

де τ – час переміщення кривошипа колінчастого валу на кут φ , с.

Кут відхилення шатуну від осі циліндра двигуна становить:

$$\beta = \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \varphi)$$

На рис. 3.2 показано приведені маси кривошипно-шатунного механізму, які використовуються при розрахунку сил інерції. Маси, що здійснюють зворотно-поступальний рух, зосереджені на осі поршневого пальця, а маси, що здійснюють обертальний рух, приведені до осі шатунної шийки.

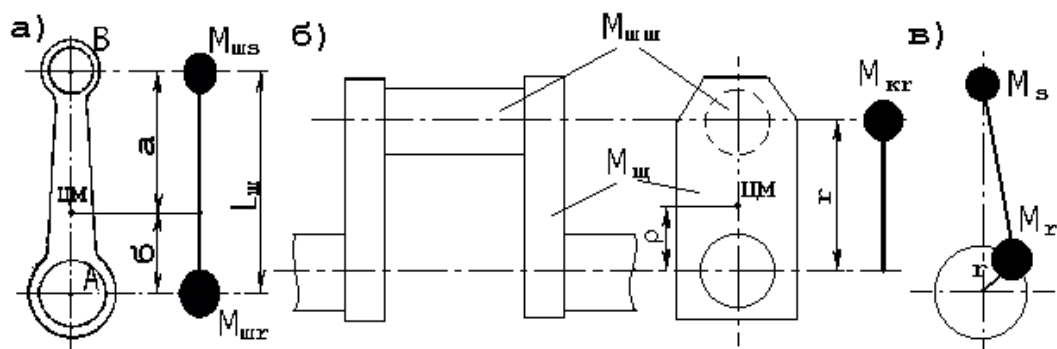


Рисунок 3.2 – Деталі КШМ двигуна та їхні динамічні моделі:

а – шатун; б – кривошип; в – КШМ у цілому

Приведена маса шатуну зосереджена в центрі верхньої головки та здійснює разом з поршнем і пальцем поступальний рух, може бути знайдена з наступного рівняння, складеного за умовою статичної еквівалентності (рис. 3.2):

$$M_{us} = M_{ш} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{ш} \cdot \frac{b}{L} ;$$

Приблизна маса $M_{шс}$ дорівнює:

$$M_{us} = 0,3 \cdot M_{ш} = 0,3 \cdot 0,724 = 0,217 \text{ кг.}$$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де $M_{ш}$ – маса шатуна.

Поршень, поршневий палець та елементи його кріплення, а також поршневі кільця здійснюють тільки поступальний рух, тому їх маса не приводиться. Загальна маса елементів КШМ, які поступально рухаються:

$$M_s = M_{п} + M_{us} = 0,544 + 0,217 = 0,761 \text{ кг},$$

де $M_{п}$ – маса поршня та з'єднаних з ним деталей здійснюючий поступальний рух.

Для зручності виконання розрахунків динаміки двигуна абсолютні маси заміняють відносними, тобто віднесеними до площі поршня F_n :

$$m_s = \frac{M_s}{F_n}, \text{ кг/м}^2;$$

де
$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,0955^2}{4} = 0,00716 \text{ м}^2;$$

де D – діаметр робочого циліндра двигуна. Тоді

$$m_s = 0,761/0,00716 = 106,294 \text{ кг/м}^2.$$

Сила інерції зворотно-поступально рухомих мас визначається як добуток маси m_s на прискорення поршня, взяте зі зворотним знаком, за формулою:

$$P_j = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_{us} \cdot \cos \varphi), \text{ МПа};$$

Сила інерції спрямована у протилежний бік прискоренню. Сили інерції зворотно-поступально рухомих мас діють по осі циліндра і є позитивними, якщо вони спрямовані до осі колінчастого валу.

Рушійна сила у двигуні є рівнодіючою всіх сил, які діють на поршень, а саме сили тиску газів у робочому циліндрі, сили тиску повітря у підпоршневому просторі, сили інерції, сили тяжіння ($P_T = m_s \cdot g$):

$$P_{руш} = P_G - P_{III} + P_j + P_T, \text{ МПа}$$

де P_{III} – сила атмосферного тиску у разі, якщо підпоршнева порожнина з'єднується з картером. Сили тяжіння та тиску повітря підпоршневому просторі є постійними величинами, які враховуються при побудові.

Рушійна сила $P_{руш}$ розкладається на дві складові:

– нормальну силу N , що діє перпендикулярно до осі циліндра та сприймається стінками циліндра:

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N = P_{\partial\phi} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

– силу, що діє уздовж осі шатуна:

$$Q = \frac{P_{\partial\phi}}{\cos \beta}$$

Нормальна сила N вважається позитивною, якщо створюваний нею момент щодо осі колінчастого валу спрямований протилежно напрямку обертання валу двигуна. Сила Q вважається позитивною, якщо стискає шатун, і негативною, якщо його розтягує. Вона переноситься уздовж лінії дії по шатуну до центра шатунної шийки та розкладається на дві складові:

– радіальну силу, що діє уздовж кривошипа

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{\partial\phi} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

– дотичну силу

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{\partial\phi} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Сила Z вважається позитивною, якщо вона стискає щоби коліна. Сила T вважається позитивною, якщо створюваний нею момент має напрямок, що збігається з напрямком обертання колінчастого валу. Пара сил N на плечі H створює перекидальний момент M_{Π} (рис. 3.1). Реакції опор R на плечі створюють реактивний момент M_R . Крутний момент (індикаторний) M врівноважується моментом опору $M_{\text{оп}}$, який дорівнює сумі моментів сил корисного опору (момент споживача) і сил тертя двигуна (момент зумовлений механічними втратами).

Таблиця 3.1. Вхідні дані для розрахунку діючих зусиль на двигун 4Ч 9,55/8,6

Діаметр поршня двигуна	м	D	0,0955
Частота обертання колінчастого валу	хв^{-1}	n	5200
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	5,596
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,0946
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,101
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,1169
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,254
Маса деталей, що рухаються возвратнопоступово	кг	m	0,761
Радіус кривошипа	м	r	0,043
Ступінь стиснення		ε	9,3
Показник політропи стиснення		n_1	1,364
Показник політропи розширення		n_2	1,286
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,42
Кількість циліндрів		i	4

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_i	P_{dv}	N	Z	T
0	0,1010	-1,6978	-1,5968	0,0000	-1,5968	0,0000
15	0,1010	-1,6056	-1,5046	-0,0991	-1,4277	-0,4851
30	0,1010	-1,3445	-1,2435	-0,1588	-0,9975	-0,7593
45	0,1010	-0,9574	-0,8564	-0,1555	-0,4956	-0,7155
60	0,1010	-0,5050	-0,4040	-0,0903	-0,1238	-0,3951
75	0,1010	-0,0526	0,0484	0,0121	0,0008	0,0499
90	0,1010	0,3439	0,4449	0,1155	-0,1155	0,4449
105	0,1010	0,6483	0,7493	0,1876	-0,3751	0,6752
120	0,1010	0,8489	0,9499	0,2124	-0,6589	0,7165
135	0,1010	0,9574	1,0584	0,1922	-0,8843	0,6125
150	0,1010	1,0006	1,1016	0,1407	-1,0243	0,4290
165	0,1010	1,0100	1,1110	0,0731	-1,0921	0,2169
180	0,0946	1,0100	1,1046	0,0000	-1,1046	0,0000
195	0,0961	1,0100	1,1061	-0,0728	-1,0872	-0,2159
210	0,1008	1,0006	1,1014	-0,1406	-1,0242	-0,4289
225	0,1096	0,9574	1,0670	-0,1937	-0,8915	-0,6175
240	0,1241	0,8489	0,9731	-0,2176	-0,6749	-0,7339
255	0,1475	0,6483	0,7957	-0,1992	-0,3984	-0,7171
270	0,1855	0,3439	0,5294	-0,1374	-0,1374	-0,5294
285	0,2495	-0,0526	0,1969	-0,0493	0,0033	-0,2030
300	0,3629	-0,5050	-0,1421	0,0318	-0,0435	0,1389
315	0,5743	-0,9574	-0,3831	0,0696	-0,2217	0,3201
330	0,9702	-1,3445	-0,3743	0,0478	-0,3003	0,2286
345	1,5867	-1,6056	-0,0189	0,0012	-0,0179	0,0061
360	1,9811	-1,6978	0,2832	0,0000	0,2832	0,0000
375	5,5960	-1,6056	3,9904	0,2627	3,7864	1,2865
390	4,4813	-1,3445	3,1368	0,4005	2,5163	1,9152
405	2,7332	-0,9574	1,7758	0,3224	1,0277	1,4837
420	1,7734	-0,5050	1,2684	0,2836	0,3886	1,2403
435	1,2455	-0,0526	1,1929	0,2987	0,0202	1,2296
450	0,9417	0,3439	1,2856	0,3338	-0,3338	1,2856
465	0,7587	0,6483	1,4070	0,3523	-0,7044	1,2678
480	0,6449	0,8489	1,4938	0,3340	-1,0362	1,1267
495	0,5735	0,9574	1,5309	0,2780	-1,2791	0,8860
510	0,5301	1,0006	1,5307	0,1954	-1,4233	0,5961
525	0,5066	1,0100	1,5166	0,0998	-1,4907	0,2961
540	0,4992	1,0100	1,5092	0,0000	-1,5092	0,0000
555	0,1169	1,0100	1,1269	-0,0742	-1,1077	-0,2200
570	0,1169	1,0006	1,1175	-0,1427	-1,0391	-0,4352
585	0,1169	0,9574	1,0743	-0,1950	-0,8976	-0,6217
600	0,1169	0,8489	0,9658	-0,2159	-0,6699	-0,7285
615	0,1169	0,6483	0,7652	-0,1916	-0,3831	-0,6895
630	0,1169	0,3439	0,4608	-0,1196	-0,1196	-0,4608
645	0,1169	-0,0526	0,0643	-0,0161	0,0011	-0,0663
660	0,1169	-0,5050	-0,3881	0,0868	-0,1189	0,3795
675	0,1169	-0,9574	-0,8405	0,1526	-0,4864	0,7022
690	0,1169	-1,3445	-1,2276	0,1567	-0,9848	0,7495
705	0,1169	-1,6056	-1,4887	0,0980	-1,4126	0,4800
720	0,1169	-1,6978	-1,5809	0,0000	-1,5809	0,0000

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок двигун 4Ч 9,55/8,6 виконаний за допомогою програми реалізований у Ехсел і представлений в таблиці 3.2–3.3. За даними розрахунку будуються діаграми подані на рис. 3.3 – 3.5.

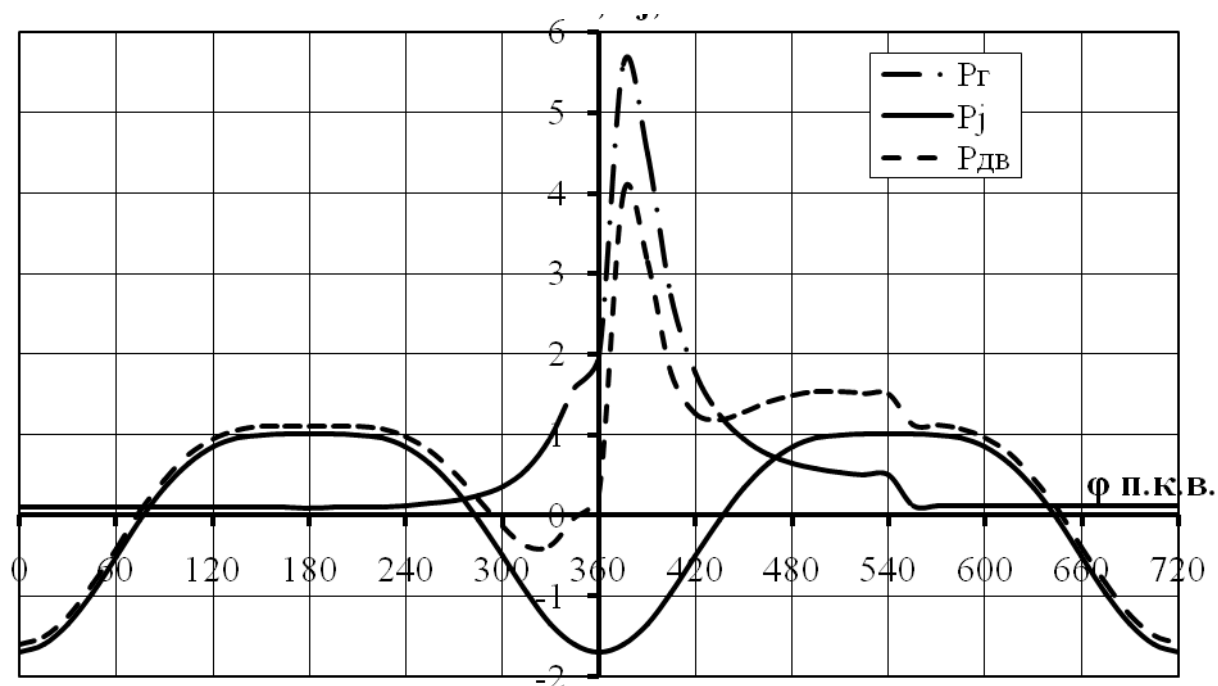


Рисунок 3.3 – Діаграми сил $P_{\text{Г}}$, P_j , $P_{\text{ДВ}}$ двигуна 4Ч 9,55/8,6

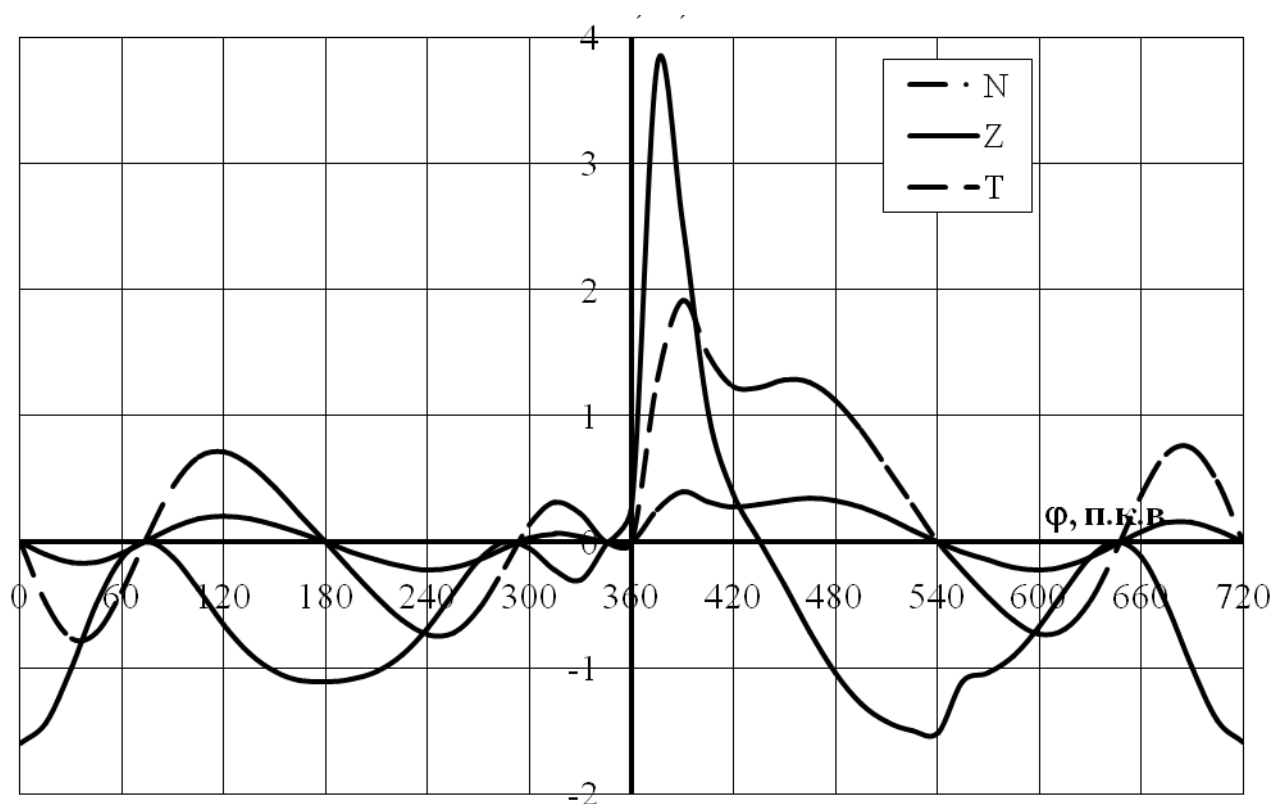


Рисунок 3.4 – Діаграми сил N , Z , T двигуна 4Ч 9,55/8,6

Сумарна дотична сила T_{Σ} в двигуні 4Ч 9,55/8,6 необхідно знайти для визначення обертаючого моменту й розрахунків колінчатого вала на міцність. Для розрахунку сумарної тангенціальної сили T_{Σ} в Excel формується таблиця, що включає сили T для кожного з циліндрів двигуна. Значення сил T другого та наступних циліндрів у відповідних осередках таблиці виходять зсувом сили T першого циліндра на величину, що визначається порядком роботи циліндрів та інтервалами між спалахами. При строковому підсумовуванні сил T всіх циліндрів отримуємо T_{Σ} . У таблиці 3.3 наведено розрахунок сумарної дотичної сили T_{Σ} .

Таблиця 3.3. Визначення сумарних дотичних сил двигуна 4Ч 9,55/8,6

φ°	T_{Σ}				T_{Σ}	T^{cp}_{Σ}
	Номер циліндра					
	1	2	3	4		
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,00	0,81
15	-0,485	-0,216	1,287	-0,220	0,37	0,81
30	-0,759	-0,429	1,915	-0,435	0,29	0,81
45	-0,715	-0,617	1,484	-0,622	-0,47	0,81
60	-0,395	-0,734	1,240	-0,728	-0,62	0,81
75	0,050	-0,717	1,230	-0,689	-0,13	0,81
90	0,445	-0,529	1,286	-0,461	0,74	0,81
105	0,675	-0,203	1,268	-0,066	1,67	0,81
120	0,716	0,139	1,127	0,380	2,36	0,81
135	0,613	0,320	0,886	0,702	2,52	0,81
150	0,429	0,229	0,596	0,750	2,00	0,81
165	0,217	0,006	0,296	0,480	1,00	0,81
180	0,000	0,000	0,000	0,000	0,00	0,81

Середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$ визначаємо за даними таблиці 3.3 та формулою:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3;$$

$$T_{\Sigma cp} = 9,74 \cdot \frac{15}{180} = 0,81 \text{ МПа}.$$

На рис.3.5 наведено графік сумарної дотичної сили T_{Σ} та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$.

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

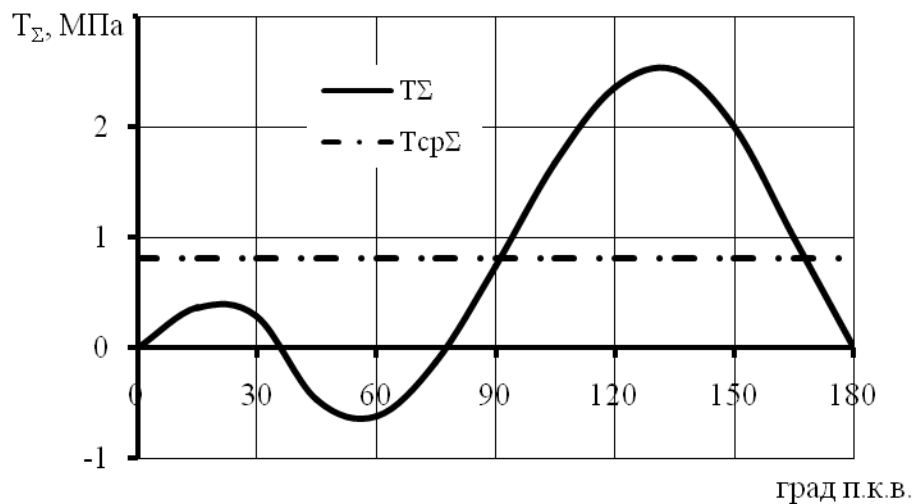


Рисунок 3.5 – Графік сумарних дотичних сил двигуна 4Ч 9,55/8,6

3.2. Розрахунок на міцність деталей КШМ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

3.2.1. Розрахунок колінчастого валу автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

У групу колінчастого валу входять колінчастий вал, противаги, розподільча шестерня або зірочка, шестерні приводу навішених допоміжних механізмів, вузол осьової фіксації, демпфер, маховик.

Колінчастий вал приймає зусилля від шатунів, перетворює їх у крутний момент і передає його споживачеві, здійснює переміщення поршнів у допоміжних ходах, передає рух до розподільчого валу, приводить у дію допоміжні механізми. На вал діють сили від тиску газів і сили інерції мас, що поступово рухаються і обертаються, що згинають і скручують моменти від цих сил. Вони викликають деформацію в елементах, концентрацію напруг, тертя та зношування його шийок та підшипників. Періодично змінні крутні моменти викликають крутильні коливання валу, які збільшують напругу в його елементах і можуть сприяти втомному руйнуванню валу.

Вихідні дані для розрахунку колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6:

Діаметр циліндра

$D := 95.5 \text{ мм}$

Максимальний тиск згоряння

$P_z := 5.596 \text{ МПа}$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Частота обертання валу	$n := 5200 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$
Значення максимальної абсолютної сили інерції	$P_j := 1.697 \text{ МПа}$
Радіус кривошипа вала	$r := 43 \text{ мм}$
Значення дотичної сили при P_z	$T_z := 1.286$
Максимальна дотична сила	$T := 1.915$
Максимальна радіальна сила	$Z := 3.786$

Розрахунок на міцність колінчатого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6 виконується у трьох небезпечних положеннях, а саме:

- у ВМТ при найбільшому значенні радіальної сили, при P_z МПа, тобто припускаючи $P_j = 0$ (пускові умови);
- у положенні максимальної тангенціальної сили коліна, що розраховується;
- в положенні колінчастого вала, яке відповідає найбільшому значенню тангенціальної сили усього двигуна.

Розрахунок колінчатого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6 у I положенні

Основні конструктивні параметри колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6:

- діаметр та довжина корінної шийки зі сторони відбору потужності:

$$d_k := 62 \text{ мм} \quad l_k := 34 \text{ мм}$$

- діаметр та довжина корінної шийки зі сторони протилежній відбору потужності: $d'_k := 62 \text{ мм} \quad l'_k := 34 \text{ мм}$

- діаметр шатунної шийки колінчастого валу: $d_{\text{ш}} := 56 \text{ мм}$

- довжина шатунної шийки колінчастого валу: $l_{\text{ш}} := 30 \text{ мм}$

- товщина щоки колінчастого валу $h := 21 \text{ мм}$

- радіус кривошипа колінчастого валу $r = 43 \text{ мм}$

- ширина щоки колінчастого валу $b := 93 \text{ мм}$

- відстань між серединами корінних шийок колінчастого валу $L := 106 \text{ мм}$

- відстань від середини корінної шийки колінчастого валу до середини щоки

зі сторони відбору потужності $a_1 := 27.5 \text{ мм}$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зі сторони протилежної відбору потужності

$$a'_1 := 27.5 \text{ мм}$$

– відстань від середини корінної шийки до щоки

зі сторони відбору потужності

$$a := 17 \text{ мм}$$

зі сторони протилежної відбору потужності

$$a' := 17 \text{ мм}$$

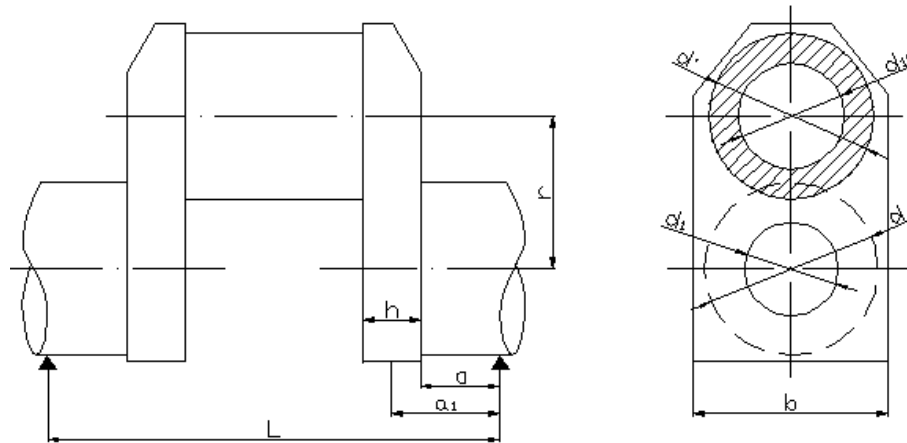


Рисунок 3.6 – Схема коліна до розрахунку колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6

Розрахунок рамової шийки колінчастого валу з боку відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці колінчастого валу

$$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{u1} = 340716.571 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки колінчастого валу

$d_{k1} := 8 \text{ мм}$ – діаметр отвору в шийці колінчастого валу

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 2.383 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання

$$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W} \quad \sigma_u = 14.3 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку колінчастого валу

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 3.961 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

$$T_z := 2.1879$$

Абсолютне значення дотичної сили в момент пуску, МПа

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Полярний момент опору перетину шийки колінчастого валу

$$W_n := 2 \cdot W \quad W_n = 4.765 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 8.312 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 21.929 \text{ МПа}$$

Розрахунок рамової шийки колінчастого валу двигуна з боку протилежного відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці становить

$$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a' \quad M_{u2} = 340716.571 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки складає

$$W' := 0.1 \cdot d_k^3 \quad W' = 2.383 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання становить

$$\sigma'_u := \frac{M_{u2}}{W'} \quad \sigma'_u = 14.3 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку дорівнює

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 6.739 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки становить

$$W'_n := 2 \cdot W' \quad W'_n = 4.767 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення дорівнює

$$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n} \quad \tau'_k = 14.138 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці складає

$$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u^2 + 4 \cdot \tau'_k^2} \quad \sigma'_c = 31.686 \text{ МПа}$$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Корінна шийка колінчастого валу двигуна зі сторони відбору потужності має більшу довжину, унаслідок застосування підшипника ковзання, тому розрахунок проводиться саме для неї, як для найбільш навантаженої шийки колінчастого валу, що підтвержує порівняння складних навантажень корінних шийок.

Розрахунок щок коліна колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6

Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1 становить

$$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 551159.159 \text{ Нмм}$$

Момент опору щок дорівнює

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 6835.5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання складає

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 80.632 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили становить

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 6.739 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

Момент опору щок дорівнює

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 3.027 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання складає

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 22.262 \text{ МПа}$$

Напруга від стиску силою $P_z/2$ становить

$$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{cm} = 10.262 \text{ МПа}$$

Сумарне навантаження в щокі дорівнює

$$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} \quad \sigma_\Sigma = 113.156 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Згинаючий момент від сили P_z становить

$$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_{\text{ш}}}{4} \quad M = 300632.268 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки складає

$d_{\text{ш1}} := 8$ мм – діаметр отвору в шийці колінчастого валу

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}} \quad W = 1.755 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання становить

$$\sigma_u := \frac{M}{W} \quad \sigma_u = 17.126 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку дорівнює

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 6.739 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

T_z , МПа – абсолютне значення дотичної сили в момент пуску двигуна

Полярний момент опору перетину шийки дорівнює

$$W_p := 2 \cdot W \quad W_p = 3.511 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення складає

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_p} \quad \tau_k = 19.195 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці становить

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 42.036 \text{ МПа}$$

Розрахунок колінчастого валу у II положенні

Розрахунок рамової шийки колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6 з боку відбору потужності

Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій сил T та Z становить

$$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{1u} = 116596.182 \text{ Нмм}$$

$$T = 1.915$$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальне абсолютне значення дотичної сили у МПа складає

$$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{\text{ш}}}{2} \right)}{L} \cdot a \quad M_{2u} = 230513.391 \quad \text{Нмм}$$

Значення радіальної сили у МПа, яке відповідає максимальному значенню T становить $Z = 3.786$.

Сумарний згинаючий момент дорівнює

$$M_u := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2} \quad M_u = 2.583 \times 10^5 \quad \text{Нмм}$$

Момент опору шийки складає

$d_{k1} := 8 \quad \text{мм}$ – діаметр отвору в шийці колінчастого валу

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k} \quad W = 2.383 \times 10^4 \quad \text{мм}^3$$

Напруга від згинання дорівнює

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 10.842 \quad \text{МПа}$$

Момент скручуючий шийку становить

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_k = 6.739 \times 10^5 \quad \text{Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки складає

$$W_p := 2 \cdot W \quad W_p = 4.765 \times 10^4 \quad \text{мм}^3$$

Напруга від кручення дорівнює

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_p} \quad \tau_k = 14.142 \quad \text{МПа}$$

Складне навантаження на шийці становить

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 30.291 \quad \text{МПа}$$

Розрахунок щокі коліна колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6

Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1 становить

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_u = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_u = 372889.309 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки дорівнює

$$W := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W = 6835.5 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання складає

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 54.552 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент від тангенціальної сили становить

$$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M'_u = 6.739 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

Момент опору щоки дорівнює

$$W' := \frac{h \cdot b^2}{6} \quad W' = 3.027 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання складає

$$\sigma'_u := \frac{M'_u}{W'} \quad \sigma'_u = 22.262 \text{ МПа}$$

Напруга від стиску силою $Z/2$ становить

$$\sigma_{cm} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h} \quad \sigma_{cm} = 6.943 \text{ МПа}$$

Сумарне навантаження в щьоці дорівнює

$$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm} \quad \sigma_{\Sigma} = 83.757 \text{ МПа}$$

Момент від скручуювання щоки силою T на плече a_1 дорівнює

$$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1 \quad M_k = 2.155 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки становить

$$W_n := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2 \quad W_n = 9114 \text{ мм}^3$$

Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки дорівнює

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau'_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{н}}} \quad \tau'_{\text{к}} = 23.644 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на середині щьоки складає

$$\sigma'_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{u}} + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau'_{\text{к}}} \quad \sigma'_{\text{с}} = 30.781 \text{ МПа}$$

Для вузької сторони щоки маємо

$$W_{\text{н}} := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2 \quad W_{\text{н}} = 4.036 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

$$\tau''_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{н}}} \quad \tau''_{\text{к}} = 5.339 \text{ МПа}$$

$$\sigma''_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{u}} + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau''_{\text{к}}} \quad \sigma''_{\text{с}} = 29.568 \text{ МПа}$$

Розрахунок мотилевої шийки колінчастого валу двигуна 4Ч 9,55/8,6

Шийка колінчастого валу згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах

$$M'_{\text{u}} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4} \quad M'_{\text{u}} = 363505.743 \text{ Нмм}$$

Сумарний згинаючий момент

$$M_{\text{u}} := \sqrt{M'^2_{\text{u}} + M'^2_{\text{u}}} \quad M_{\text{u}} = 1.016 \times 10^6 \text{ Нмм}$$

Момент опору шийки складає

$$W := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}} \quad W = 1.755 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від згинання становить

$$\sigma_{\text{u}} := \frac{M_{\text{u}}}{W} \quad \sigma_{\text{u}} = 57.897 \text{ МПа}$$

Момент скручуючий шийку дорівнює

$$M_{\text{к}} := T_{\text{з}} \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r \quad M_{\text{к}} = 6.739 \times 10^5 \text{ Нмм}$$

Полярний момент опору перетину шийки складає

$$W_{\text{п}} := 2 \cdot W \quad W_{\text{п}} = 3.511 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

Напруга від кручення становить

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\tau_k := \frac{M_k}{W_n} \quad \tau_k = 19.195 \text{ МПа}$$

Складне навантаження на шийці дорівнює

$$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \quad \sigma_c = 69.468 \text{ МПа}$$

3.2.2. Розрахунок на міцність поршня автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

До деталей поршневої групи відносять поршень, поршковий палець та деталі його кріплення (у тронкових двигунах), поршкові кільця, поршковий шток (у крейцкопфних двигунах).

Поршень сприймає силу від тиску газів і передає її через шатун на колінчастий вал. У тронкових двигунах він виконує роль повзуна, передає нормальну силу на втулку, керує газообміном у двотактних двигунах.

Механічні навантаження від сил тиску газів і сил інерції викликають напруження в матеріалі і деформацію поршня, високі питомі тиску на поверхнях деталей, що сполучаються з ним, порушують його геометричну форму, що, у свою чергу, посилює тертя і знос при русі. Теплове навантаження від дії гарячих газів та тертя викликає нагрівання та розширення поршня, а перепади температур у його тілі – термічні напруження.

Вихідні дані для розрахунку поршня та пальця двигуна 4Ч 9,55/8,6:

Діаметр циліндра	$D := 0.0955 \text{ м}$
Максимальний тиск згоряння	$P_z := 5.596 \text{ МПа}$
Частота обертання	$n := 5200 \text{ об/хв.}$
Середній індикаторний тиск	$P_i := 0.986 \text{ МПа}$
Товщина днища	$\delta := 0.007 \text{ м}$
Висота	$H := 0.052 \text{ м}$
Відстань від днища до осі під поршньовий палець	$h_1 := 0.25 \text{ м}$
Висота юбки	$l_y := 0.034 \text{ м}$
Відстань до першої кільцевої канавки	$l_1 := 0.0055 \text{ м}$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр головки

$$d_g := 0.095 \text{ м}$$

Діаметр юбки

$$d_y := 0.0955 \text{ м}$$

Відстань між торцями бобишок

$$b := 0.022 \text{ м}$$

Толщина стінки голівки

$$\underline{S} := 0.0145 \text{ м}$$

Висота перемичок

$$h_n := 0 \text{ м}$$

Діаметр пальця

$$d_p := 0.022 \text{ м}$$

Довжина пальця

$$l_p := 0.056 \text{ м}$$

Глибина проточки під кільця:

$$\text{— компрес іонні } t_1 := 0.0055 \text{ м}$$

$$\text{— маслороз'ємні } t_2 := 0.0055 \text{ м}$$

Висота проточки під кільця:

$$\text{— компрес іонні } h_{kk} := 0.0035 \text{ м}$$

$$\text{— маслороз'ємні } h_{km} := 0.0035 \text{ м}$$

Діаметр масляних каналів

$$d_m := 0.002 \text{ м}$$

Кількість масляних каналів

$$n_m := 12$$

Розрахунок на міцність поршня двигуна 4Ч 9,55/8,6

Напруга стиску

Мінімальна площа стінок голівки поршня дорівнює

$$F_{\min} := \left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot S)^2 \right]}{4} \right] - S \cdot d_m \cdot n_m \quad F_{\min} = 0.0028 \text{ м}^2$$

$$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}} \quad \sigma_c = 14.225 \text{ МПа}$$

Допустима напруга стиску 80 МПа.

Найбільший тиск на юбку поршня складає – $\underline{N} := 0.4 \text{ МПа}$

Максимальна величина нормальної сили становить

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000} \quad P_y = 0.882 \text{ МПа}$$

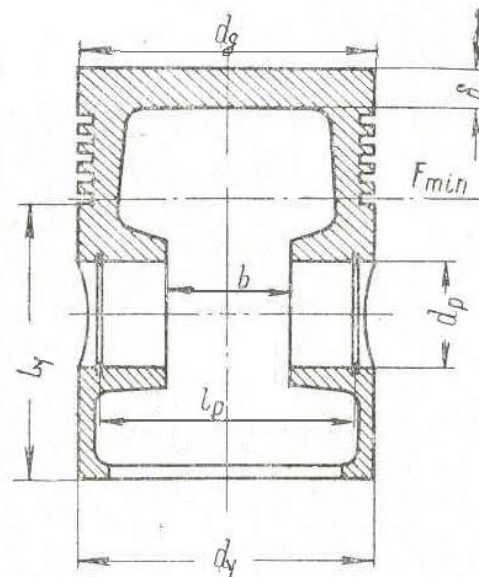


Рисунок 3.7 – Схема до розрахунку поршня двигуна 4Ч 9,55/8,6

Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для алюмінієвого сплаву становить 0,11 МПа.

Тиск на опорну поверхню у бобишці складає

$$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)} \quad P_b = 53.589 \text{ МПа}$$

Допустимий питомий тиск для алюмінієвого сплаву 60 МПа.

Напруга від згинання дорівнює

$$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)}{\delta \cdot 2} \right]^2 \quad \sigma_u = 23.319 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згинання для алюмінієвого днища без ребер складає 60 МПа.

Температурні напруги в днищі поршня двигуна

– теплове навантаження

$$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i \quad q = 1659438$$

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a := 0.017; \quad P_i = 0.986 \text{ МПа}$$

$$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a \quad \sigma_t = 197.473 \text{ МПа}$$

Сумарні навантаження в днищі дорівнює

$$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma_t \quad \sigma_\Sigma = 220.792 \text{ МПа}$$

Допустиме значення сумарних навантажень складає 800 МПа.

Розрахунок на міцність поршньового пальця двигуна 4Ч 9,55/8,6

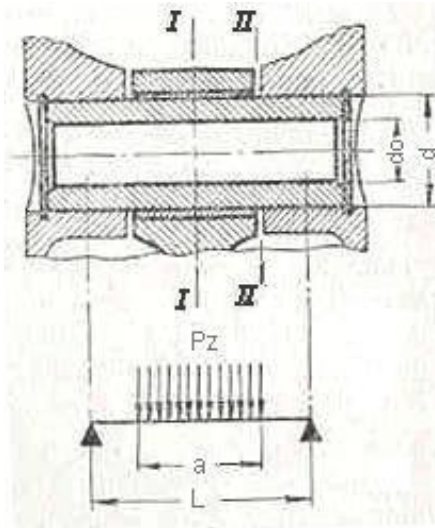


Рисунок 3.8 – Схема до розрахунку пальця поршня двигуна 4Ч 9,55/8,6

Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I (рис. 3.8)

Відстань між серединами опор поршньового пальця складає

$$L := b + \frac{(l_p - b)}{2} \quad L = 0.039 \text{ м}$$

Довжина підшипника верхньої голівки шатуна дорівнює

$$a := 0.022 \text{ м}$$

$$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) \quad M_u = 280.59 \text{ Нм}$$

Момент опору перетину пальця I-I (рис. 3.8)

де: $d := 22 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр поршньового пальця, мм

$d_o := 7$ – внутрішній діаметр поршньового пальця, мм

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d} \quad W = 46.841 \text{ мм}^3$$

Напруга згинання пальця становить

$$\sigma_u := \frac{M_u}{W} \quad \sigma_u = 5.9903 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги згинання для поршньових пальців виготовлених з вуглищевої сталі складає 120 МПа.

Напруга зрізу поршньового пальця

– площа перетину пальця

$$F := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4} \quad F = 341.648 \text{ мм}^2$$

$$\sigma_{cp} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F} \quad \sigma_{cp} = 58.663 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги зрізу складає 50...60 МПа

Деформація перетину поршньового пальця

Лінійне збільшення діаметру поршня

де: $E := 2.2 \cdot 10^5$ – модуль пружності для вуглищевої сталі у МПа

$$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right] \quad \Delta d = 0.00045 \text{ м}$$

Відносна деформація поршньового пальця

$$\delta := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d} \quad \delta = 0.02025$$

Відносна деформація поршньового пальця, для забезпечення надійної роботи вузла шатун-поршень, не повинна перевищувати значення у 0,02 мм/мм.

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.3. Розрахунок на міцність шатуна автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

До складу шатунної групи входять шатун, вкладиші його верхньої та нижньої головок, кришка шатуна, шатунні болти та гайки.

Шатун з'єднує поршень або поперечку крейцкопфа (у МОД) з колінчастим валом, забезпечує переміщення поршня під час здійснення допоміжних ходів. Шатун піддається дії сили від тиску газів, сил інерції мас і сил інерції, що поступально рухаються, що виникають при коливанні шатуна.

Вихідні дані для розрахунку шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6:

Діаметр циліндра	$D := 95.5 \text{ мм}$
Максимальний тиск згоряння	$P_z := 5.596 \text{ МПа}$
Частота обертання	$n := 5200 \text{ об/хв.}$
Максимальна абсолютна сила інерції	$P_j := 1.697 \text{ МПа}$
Радіус кривошипа	$r := 43 \text{ мм}$
Діаметр поршньового пальця	$d_p = 22 \text{ мм}$
Внутрішній діаметр верхньої голівки	$d_B = 23 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр верхньої голівки шатуна	$d_H = 40 \text{ мм}$
Довжина верхньої голівки	$l_B = 22 \text{ мм}$
Діаметр шатунної шийки	$d_{ш} = 56 \text{ мм}$
Зовнішній діаметр нижньої голівки шатуна	$d_3 = 89 \text{ мм}$
Товщина стінки вкладиша підшипника	$t = 2.5 \text{ мм}$
Відстань між шатунними болтами	$l_6 = 73 \text{ мм}$
Довжина нижньої головки	$l_H = 30 \text{ мм}$
Розміри двутаврового перетину стрижня шатуна у середній частині (рис.3.9):	
$H = 30 \text{ мм}; B = 27 \text{ мм}; b = 13 \text{ мм}; h := 26 \text{ мм}$	
Довжина шатуна	$l := 154 \text{ мм}$

Розрахунок на міцність стрижня шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6

Момент інерції середнього перетину стрижня шатуна двигуна

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$I_x = \frac{B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3}{12} \quad I_x = 4.024 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

$$I_y = \frac{B^3 \cdot H - (B - b)^3 \cdot h}{12} \quad I_y = 4.326 \times 10^4 \text{ мм}^3$$

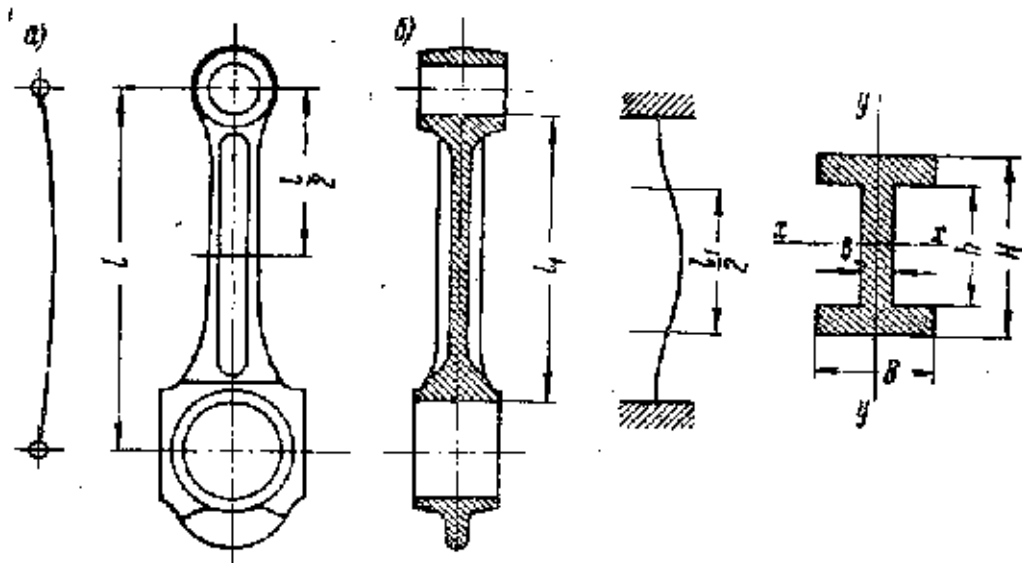


Рисунок 3.9 – Схема до розрахунку стрижня шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6

Площа середнього перетину стрижня складає

$$f = B \cdot H - (b \cdot h) \quad f = 472 \text{ мм}^2$$

Напруги в площині хитання шатуна становить

$$\sigma_x := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l^2 \right]}{I_x} \quad \sigma_x = 97.349$$

Допустимі напруги в в площині хитання шатуна складає 400 МПа.

Напруги у площі перпендикулярній площі хитання шатуна дорівнює

$$l_1 = l - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_H}{2} \right) \quad l_1 = 122.5 \text{ мм}$$

$$\sigma_y = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + 0.000526 \cdot \frac{\left[P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{l_1^2}{2} \right]}{I_y} \quad \sigma_y = 88.581 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги в площі перпендикулярній площі хитання шатуна становлять 400 МПа.

Максимальний вигинаючий момент дорівнює

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

стрижня шатуна, при згинанні

$$W_3 = \frac{B_3 \cdot H_3^3 + (B_3 - b_3) \cdot h_3^3}{6 \cdot H_3} \quad W_3 = 5.417 \times 10^3 \text{ мм}^4$$

Напруга від згинання у стрижні шатуна дорівнює

$$\sigma_u = \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_u = 128.36 \text{ МПа}$$

Сумарні умовні напруги складають

$$\sigma_\Sigma = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f} + \frac{M_m}{W_3} \quad \sigma_\Sigma = 213.285 \text{ МПа}$$

Допустимі сумарні умовні напруги для штампованих шатунів малого габариту з легованої сталі складають 220 МПа.

Розрахунок верхньої та нижньої голівок шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6

Площа небезпечного перетину верхньої голівки шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6

$$f_b = (d_H - d_B) \cdot l_B \quad f_b = 374 \text{ мм}^2$$

Напруга у верхній голівці шатуна від розтягування складає

$$\sigma_p = \frac{P_j \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{f_b} \quad \sigma_p = 32.502 \text{ МПа}$$

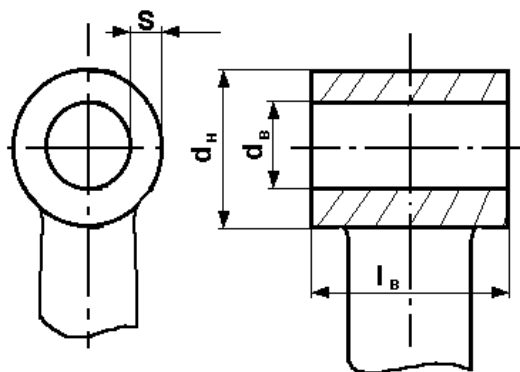


Рисунок 3.12 – Схема розрахунку верхньої голівки шатуна

Допустимі напруги розтягування складають 40 МПа.

Середній діаметр верхньої голівки становить

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_s = \frac{(d_H + d_B)}{2} \quad d_s = 31.5 \text{ мм}$$

Модуль пружності легірованої сталі $E := 2.1 \cdot 10^5$

Момент інерції перетину верхньої голівки складає

$$I = 0.01 \cdot I_B \cdot (d_H - d_B)^3 \quad I = 1.081 \times 10^3 \text{ мм}^3$$

Відносна деформація верхньої голівки шатуна дорівнює

$$\delta_{\text{вв}} = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot d_s^2}{E \cdot I} \quad \delta = 1.261 \times 10^{-7}$$

Відносна деформація верхньої голівки шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6 не повинна перевищувати значення 0,0005 мм/мм.

Довжина фаски вкладиша підшипника

$$l_f = 0 \text{ мм}$$

Робоча довжина вкладиша підшипника

$$l_{BK} = l_B - (2 \cdot l_f) \quad l_{BK} = 22 \text{ мм}$$

Максимальний питомий тиск на вкладиш верхньої голівки шатуна становить

$$K = \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{l_{BK} \cdot d_p} \quad K = 82.819 \text{ МПа}$$

Площа небезпечного перетину нижньої голівки шатуна становить

$$F_{\text{вв}} = \frac{[d_3 - [d_{\text{ш}} + (2 \cdot t)]]}{2} \cdot l_H \quad F = 420 \text{ мм}^2$$

Момент опору небезпечного перерізу нижньої голівки складає

$$W_H = \frac{\left[\frac{[d_3 - [d_{\text{ш}} + (2 \cdot t)]]}{2} \right]^2}{6} \cdot l_H \quad W_H = 980 \text{ мм}^3$$

Сумарні напруги нижньої голівки шатуна від згинання та стиску дорівнюють

$$\sigma'_{\Sigma} = \left(\frac{0.0236 \cdot l_6 \cdot 1000}{W_H \cdot 10} + \frac{0.5 \cdot 100}{F} \right) \cdot P_j \cdot \frac{\left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{100} \quad \sigma'_{\Sigma} = 35.8401716 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги повинні не перевищувати 80 МПа.

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Момент інерції небезпечного перетину нижньої голівки шатуна двигуна складає

$$I = \frac{I_H \cdot \left[\frac{[d_3 - [d_{ш} + (2 \cdot t)]]^3}{2} \right]}{12} \quad I = 6.86 \times 10^3 \text{ мм}^4$$

Відносна деформація нижньої голівки шатуна дорівнює

$$\delta = 0.017 \cdot \frac{P_j \cdot l_6^2}{E \cdot I} \quad \delta = 1.067 \times 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Відносна деформація нижньої голівки шатуна двигуна 4Ч 9,55/8,6 не повинна перевищувати 0,0005 мм/мм

3.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок динаміки двигуна та побудовані діаграми діючих сил. Встановлені основні навантаження в механізмі руху та деталях двигуна 4Ч 9,55/8,6, а також проведено розрахунок на міцність поршня, поршневого пальця, колінчастого валу й шатуна. Усі діючі механічні навантаження на елементи КШМ модернізованого двигуна 4Ч 9,55/8,6 знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.6221м.08.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ											
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6						Літ.		Арк.	Аркушів		
Студент	Цимоха Д.С.															
											НУК					
Керівник	Митрофанов О.С.															

4.1. Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів

Використання, як вантажного так і легкового автомобільного транспорту в життєдіяльності людей стало невід'ємною частиною економічного й суспільного розвитку. Однак стрімке поширення використання автомобільного транспорту різного призначення спричиняє ряд важких соціальних проблем, серед яких – екологічні й збереження природних ресурсів планети. Автомобільний транспорт є основним споживачем енергії та одночасно одним з головним джерелом забруднення навколишнього середовища. Найбільш енергоємною й екологічно забруднюючою складовою автомобільного транспорту є його енергетична установка, а саме двигун.

Головні напрямки вдосконалення транспортних енергетичних установок на даний момент визначаються двома основними соціально-економічними проблемами, а саме:

- оптимальним використанням палива видобувного походження (нафтові палива, газ), в тому числі заміною його альтернативними джерелами;
- зменшенням шкідливого впливу транспортних засобів на навколишнє середовище.

Жорсткі міжнародні вимоги щодо обмеження викиду шкідливих речовин транспортними засобами та економія енергоносіїв вимагають від автовиробників постійного вдосконалення та розробки принципово нових енергоустановок, що працюють на нових, екологічно чистих видах палива.

Для енергоустановок транспортних засобів з двигунами з примусовим запаленням одним з перспективних способів підвищення паливної економічності та екологічності є термохімічна утилізація теплоти (ТХУ) відпрацьованих газів (ВГ). Даний підхід передбачає застосування тепла відпрацьованих газів двигуна для здійснення ендотермічної реакції хімічного перетворення рідкого вуглеводневого палива в газоподібне – синтез-газ. При цьому нижча теплота згоряння газоподібного палива збільшується на величину утилізованої енергії ВГ. Отриманий унаслідок ТХУ тепла ВГ синтез-газ в основному містить водень, оксид вуглецю, метан, етилен та діоксид вуглецю. При цьому об'ємні частини

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

компонентів синтез-газу можуть бути різними залежно від ступеня конверсії, базового вуглеводневого палива, реакції перетворення та інших факторів. Синтез-газ можна використовувати у двигуні як основне, заміщуючи вуглеводневе паливо, або у якості добавки.

Безперечною перевагою використання синтез-газу є можливість його отримання з поновлюваних сировинних джерел. Водень, який міститься у складі синтез-газу має надзвичайно високу енергоемність (майже у три рази більшу, ніж у традиційних нафтових палив) та унікальні кінетичні характеристики. Крім цього, продукти повного згоряння синтез-газу практично не містять шкідливих компонентів на основі вуглецю (діоксиду та оксиду вуглецю, вуглеводнів, альдегідів).

Однак частина фізико-хімічних властивостей синтез-газу, що обумовлюють його моторні якості, викликає серйозні проблеми, без вирішення яких неможна здійснити переобладнання стандартного ДВЗ на роботу на синтез-газі.

Так до недоліків використання синтез-газу можна віднести зменшення ефективної потужності при використанні зовнішнього сумішоутворення внаслідок вкрай низької щільності; виникнення такого явища, як зворотні спалахи на режимі навантаження, близького до максимального; вибухонебезпечність у разі виникнення витоків; охрупчювання металу деталей двигуна унаслідок дифузії водню в його поверхню.

4.2. Розробка принципової схеми ТХУ теплоти ВГ та її елементів для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

При розробці схем ТХУ тепла ВГ для автомобільного двигуна необхідно враховувати наступні базові умови:

- значну стійкість до руйнувань матеріалу деталей двигуна, поверхні яких контактують із сумішшю компонентів реакції (води та етанолу), продуктами конверсії, парами води при високому тиску (до 3 МПа) та температурі (до 500 °С);
- високу надійність та безвідмовність роботи дроселя регулювання, клапанів та розподільника подачі синтез-газу по робочих циліндрах двигуна;

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- мінімальну теплову інерційність таких елементів системи, як випарник етанолу, перегрівач парів етанолу та каталітичний реактор конверсії;
- мінімально-можливий об'єм акумулятора (накопичувача) синтез-газу за умови забезпечення необхідних економічних та екологічних характеристик двигуна як при випробуваннях за їздовим циклом, так і для конкретних умов його експлуатації;
- мінімально-можливі габарити вузлів і агрегатів системи ТХУ тепла ВГ, що забезпечують їх встановлення у моторному відсіку транспортного засобу.

На рис. 4.1 подано принципову схему енергетичної установки транспортного засобу (позашляхового автомобіля) на базі двигуна 4Ч 9,55/8,6 з примусовим запаленням та системою ТХУ тепла ВГ.

Досить складним є розробка високоефективного та надійного реактора конверсії етанолу, підбор дешевих низькотемпературних каталізаторів. Розробка інших елементів системи ТХУ тепла ВГ – подачі синтез-газу (перепускних клапанів, випарника, перегрівача, дроселя та інших) не має принципових труднощів.

На рис. 4.2 наведено загальний вигляд каталітичного реактора парової конверсії етанолу системи ТХУ тепла ВГ. Найбільш ефективні та не досить дорогі сучасні каталізатори конверсії етанолу забезпечують повну конверсію (100 %) при робочих температурах не нижче 280...300 °С, що обумовлює мінімально можливу температуру ВГ двигуна, нижче якої реалізація парової конверсії етанолу неможлива.

Основні вимоги до каталітичного реактора системи ТХУ тепла ВГ:

- висока продуктивність при мінімальних габаритах та масі;
- висока якість конвертованої суміші газів (максимальний вміст водню та окису вуглецю та відсутність негорючих компонентів);
- мінімальна вартість виготовлення;
- достатньо великий ресурс роботи для елементів реактора (не менше 5000 годин роботи);
- технологічність виготовлення.

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

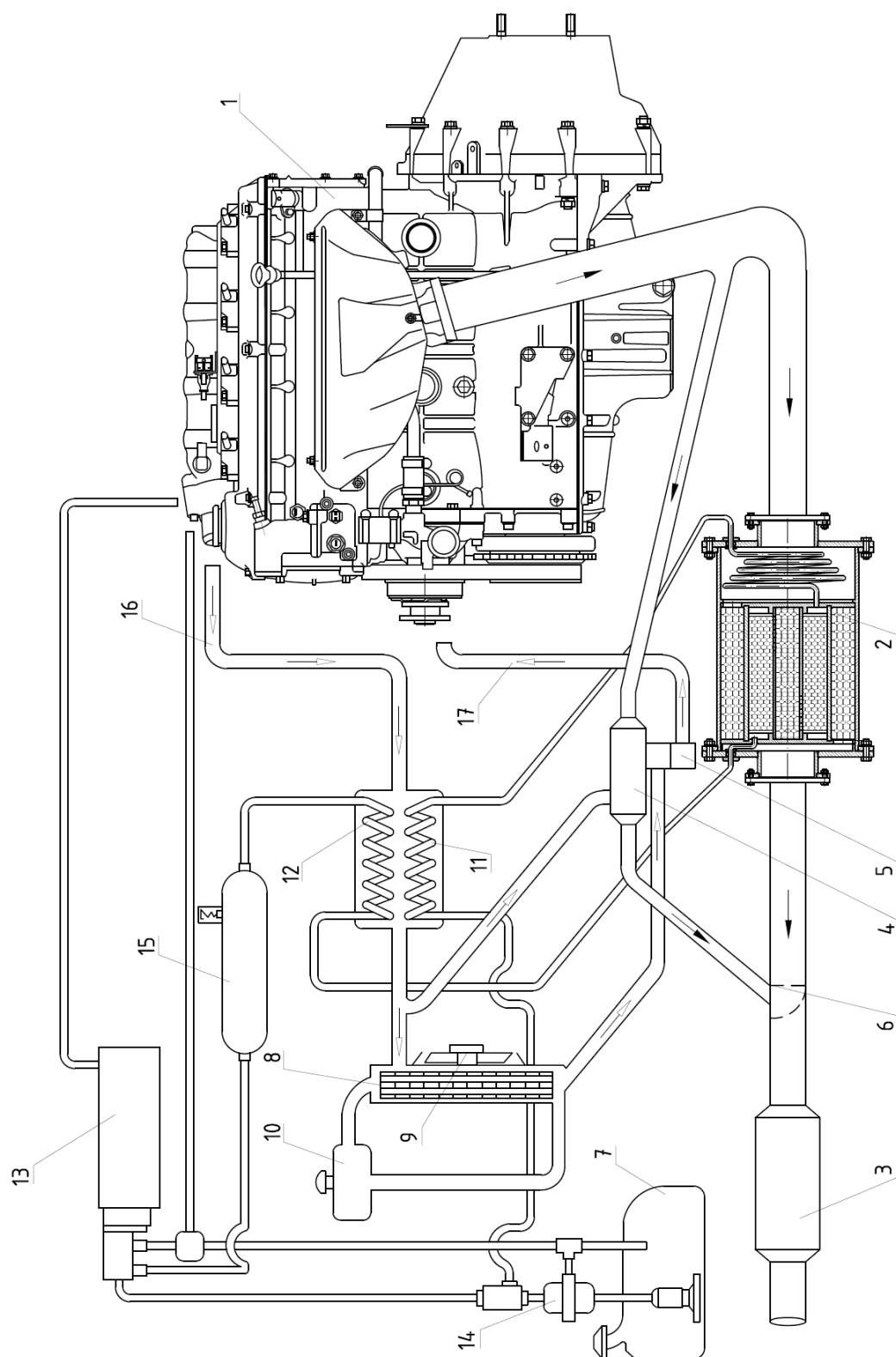


Рисунок 4.1 – Принципова схема системи живлення двигуна 4Ч 9,55/8,6 етанолом та синтез-газом: 1 – двигун; 2 – каталітичний реактор конверсії; 3 – глушник; 4 – теплообмінник; 5 – клапан-термостат; 6 – заслінка; 7 – паливний бак; 8 – радіатор охолодження; 9 – вентилятор; 10 – розширювальний бак; 11 – випарник; 12 – охолоджувач синтез-газу; 13 – насос; 14 – електронасос; 15 – ресивер; 16 – вихід охолоджуючої рідини з двигуна; 17 – вхід охолоджуючої рідини у двигун

Газова форсунка для подачі синтез-газу в циліндр двигуна автомобіля містить корпус з котушкою та роз'ємом живлення, сердечник та сідло. Сідло газової форсунки може бути жорстко встановлено в корпусі або притискатися фіксуючою гайкою. У сідлі клапана виконано щонайменше два прохідних отвори для виходу газу. В середині розташований упор, який дозволяє здійснювати регулювання переміщення уздовж осі сердечника. Якір з виконаним в ньому щонайменш одним газоходом переміщується між сердечником та сідлом з одного крайнього закритого положення в інше крайнє відкрите положення.

Якір притискається до сідла пружиною, яка встановлена в поздовжньому каналі упору. У проточці виконаній у сердечнику встановлена спеціальна парамагнітна вставка, торцева поверхня вставки виступає над торцевою поверхнею сердечника форсунки, таким чином, що в крайньому відкритому положенні якір впирається в торцеву поверхню парамагнітної вставки. Присутність парамагнітної вставки виключає контакт між якорем й сердечником форсунки. Зовнішня поверхня упору, яка виступає над торцевою поверхнею парамагнітної вставки, слугує напрямною для зворотно-поступального руху якоря при його русі між крайнім відкритим та закритим положеннями.

У представленій на рис. 4.3 конструкції газової форсунки одна довга напрямна призначена для здійснення зворотно-поступального руху якоря, що в цілому спрощує конструкцію, підвищує надійність та безвідмовність роботи газової форсунки.

Крім того, прохід синтез-газу через газову форсунку здійснюється в районі якоря, тобто по максимально короткому шляху, причому потік газоподібного палива спрямований таким чином, що сторонні частинки не будуть осідати на поверхнях тертя та призводити до їх передчасного зносу.

Над котушкою газової форсунки може бути встановлений підтискний диск для притискання котушки всередині корпусу. Підтискний диск кріпиться в корпусі газової форсунки механічним шляхом, наприклад, вальцюванням виступаючої над підтискним диском частини корпусу або зварюванням за допомогою лазера. Підтискний диск та корпус газової форсунки виконані з магнітомягкого матеріалу та утворюють суцільний магнітопровід, який в

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поперечному перетині нагадує перегорнуту букву «Ш», де середньою частиною є спрямовуючий сердечник, по якому переміщується якір, а крайні ніжки перегорнутої букви «Ш» утворюють із зовнішнім діаметром якоря магнітні зазори системи.

Підтискний диск газової форсунки також може бути виконано у вигляді окремої деталі, або заодно з корпусом форсунки, тобто у вигляді єдиної монолітної з корпусом деталі.

Сердечник газової форсунки може бути розміщений у корпусі форсунки з можливістю регулювання переміщення уздовж осі сердечника для зручності регулювання ходу якоря форсунки. Регульоване переміщення сердечника газової форсунки може бути здійснене за допомогою нарізного поєднання сердечника з підтискним диском форсунки, що забезпечує високу точність налаштування ходу якоря. Парамагнітна вставка газової форсунки виконана з твёрдосплавного матеріалу, що дозволяє підвищити термін служби форсунки.

Газова форсунка містить шайбу для додаткового центрування сердечника форсунки в корпусі. Аналогічно підтискному диску, центрувальна шайба газової форсунки може бути виконана не тільки у якості окремої деталі форсунки, а й заодно з корпусом форсунки, тобто у вигляді поєднаної з корпусом деталі.

Для надійного контакту якоря та сідла газової форсунки на притискній поверхні якоря може бути розміщена шайба, виготовлена, наприклад, з еластомерного матеріалу. З'єднання якоря та шайби виконується шляхом совулканізації. Прохідні отвори сідла газової форсунки для проходження газу виконані у вигляді щілиноподібних отворів, розташованих по колу відносно осі симетрії сідла форсунки.

Забезпечити стабільну витрату синтез-газу близько $18 \text{ м}^3/\text{год}$ при перепаді тиску газу $0,3 \text{ МПа}$ з оптимальною швидкістю спрацьовування газової форсунки в діапазоні $1,2 \dots 3,0 \text{ мсек}$ можна за рахунок виконання в сідлі щелеподібного прохідного отвору шириною не більше $0,4 \dots 0,5 \text{ мм}$. При цьому відношення ширини щілини для проходження газу до підйому якоря газової форсунки, при якому якір перестає впливати на витрату синтез-газу, так само $h = 0,7 \cdot L$, де h – висота підйому якоря форсунки, L – ширина щілини для проходження газу. При

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зазначених вище умовах та площі щілини S приблизно 8 мм^2 висота підйому якоря газової форсунки h становитиме $0,35 \text{ мм}$.

Важливою особливістю застосування щілинного прохідного отвору у газовій форсунці є також те, що за рахунок розміщених у якорі форсунки внутрішніх газоходів підведення синтез-газу до щілинного прохідного отвору забезпечується не тільки до його зовнішньої кромки, але також і до внутрішньої.

Додаткове надходження синтез-газу до внутрішньої кромки щілинного прохідного отвору газової форсунки забезпечить стабільність заданої витрати палива при зменшенні ходу якоря та зменшить час спрацьовування форсунки, збільшить магнітну силу, що впливає на підйом якоря. Кількість синтез-газу, підведеного до внутрішній кромки форсунки, визначається розміром газоходів, виконаних у якорі.

Газова форсунка представлена на рис.4.3 містить корпус 1 з розміщеними всередині котушкою 2, сердечником 3, сідлом 5, яке у свою чергу кріпиться фіксуючою гайкою 4, та роз'єм для живлення котушки 6. В середині газової форсунки розміщено упор 7, який має можливість регульованого переміщення уздовж осі сердечника 8. Якір газової форсунки 9 з отворами для проходження газу 10 у ньому рухається між сердечником 3 та сідлом форсунки 5 з крайнього закритого положення у крайнє його відкрите положення. В крайньому закритому положенні якір 9 газової форсунки притискається до сідла 5 за допомогою спеціальної пружини 11, розміщеної в поздовжньому каналі упору 12. У проточці сердечника 3 встановлена спеціальна парамагнітна вставка 13, торцева поверхня 14 вставки виступає над торцевою поверхнею 15 сердечника 3. У крайньому (відкритому положенні) якір 9 газової форсунки притискається до торцевої поверхні 14 парамагнітної вставки 13. При установленому значенні відстані між торцевою поверхнею 15 сердечника газової форсунки та торцевою поверхнею якоря 9 у закритому його положенні значення виступу торцевої поверхні 14 парамагнітної вставки над торцевою поверхнею 15 сердечника фактично обумовлює величину зазору між якорем 9 у відкритому його положенні та сідлом 5, а тому, безпосередньо впливає на кількість синтез-газу, що проходить через форсунку двигуна.

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

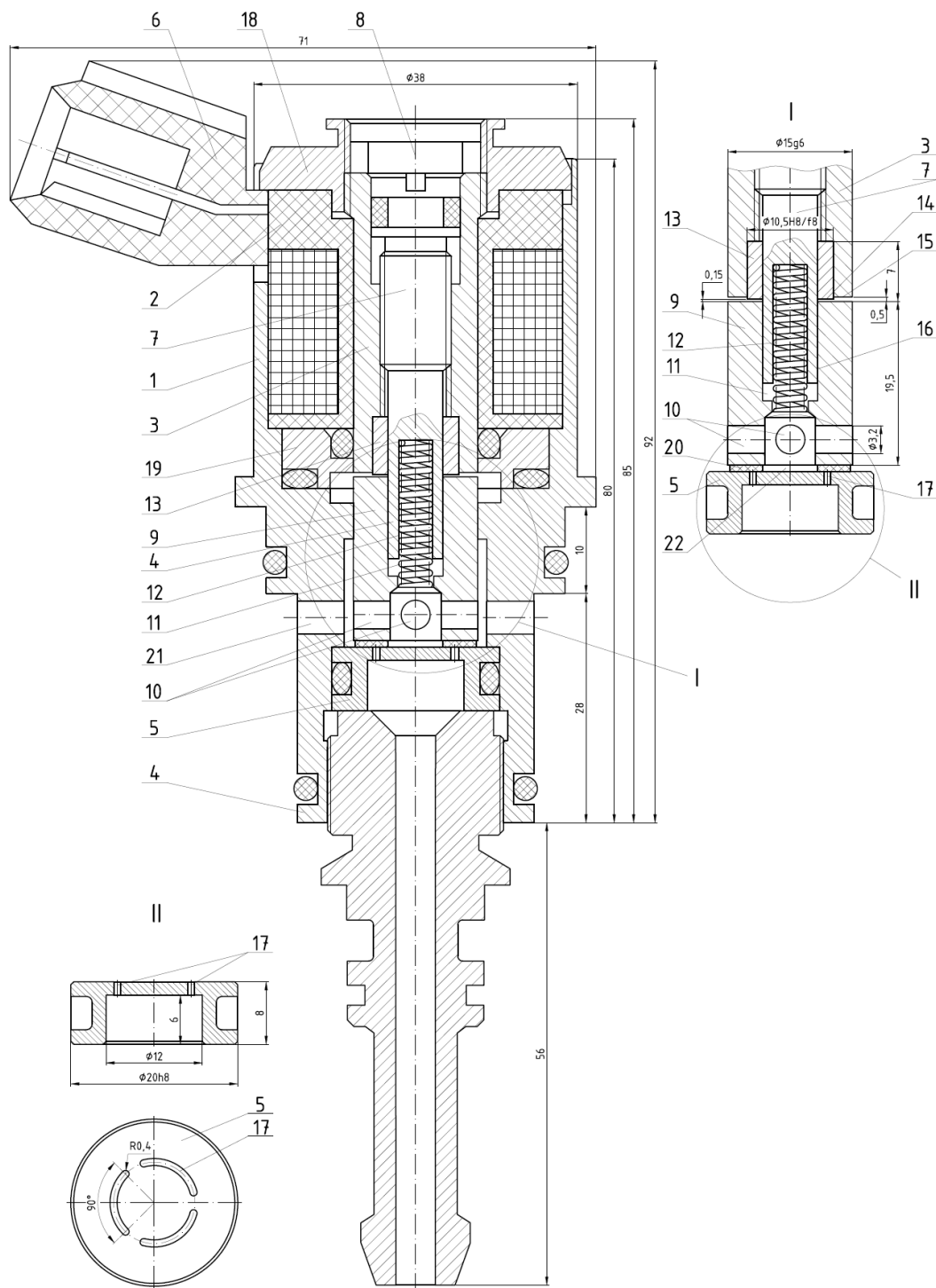


Рисунок 4.3 – Газова форсунка для подачі синтез-газу:

- 1 – корпус; 2 – котушка; 3 – сердечник; 4 – фіксуюча гайка; 5 – сидло; 6 – роз'єм живлення котушки; 7 – упор; 8 – вісь сердечника; 9 – якір; 10 – газоходи; 11 – пружина; 12 – поздовжній канал; 13 – парамагнітна вставка; 14 – торцева поверхня парамагнітної вставки; 15 – торцева поверхня сердечника; 16 – зовнішня поверхня упору; 17 – прохідні отвори; 18 – підтискний диск; 19 – центруюча шайба; 20 – перекриваюча шайба; 21 – вхідний отвір; 22 – порожнина

ДП.142.6221м.08.04.ПЗ					Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	

Найбільш раціональна величина виступу торцевої поверхні 14 парамагнітної вставки газової форсунки над торцевою поверхнею 15 сердечника знаходиться у діапазоні 0,05...0,15 мм. При значно більшому значенні виступу зменшується магнітна сила, що впливає на підйом якоря 9 газової форсунки, а значить, не буде забезпечено потрібну витрату синтез-газу при заданому перепаді його тиску, а у разі підвищення перепаду тиску, наприклад, внаслідок якоїсь несправності пристрою для редуціювання або через падіння бортової напруги, форсунка може зовсім не відкритися. При меншому значенні виступу може відбутися торкання якоря 9 газової форсунки та сердечника 15, що спричинить різке збільшення часу закриття й, відповідно, порушення заданої витрати синтез-газу.

Зовнішня поверхня 16 упору призначена у якості напрямної для якоря 9. Одна довга напрямна для зворотно-поступального руху якоря 9 забезпечує простоту конструкції газової форсунки двигуна, підвищує її надійність та безвідмовність роботи.

Здебільшого, якщо відношення довжини контакту зовнішньої поверхні 16 упору з якорем 9 форсунки уздовж осі 8 сердечника, що є фактично довжиною спрямовуючої, до діаметру зовнішньої поверхні 16 упора становить від 1:1 до 1:3. При менших значеннях довжини направляючої ймовірно виникнення коливань якоря 9 щодо осі 8 сердечника форсунки, а при значних довжинах збільшується маса якоря 9 газової форсунки двигуна.

При надходженні струму живлення на котушку 2 через роз'єм 6 котушки якір 9 форсунки переміщується у крайнє його відкрите положення, впираючись своєю верхньою торцевою поверхнею у торцеву поверхню 14 спеціальної парамагнітної вставки. При цьому відкриваються прохідні отвори 17, синтез-газ проходить через газовий прохід 10 та утворений зазор між шайбою перекриття 20 та сідлом 5 й далі через прохідні отвори 17 поступає в робочий циліндр двигуна. Потік синтез-газу через газову форсунку обумовлюється кількістю, формою та площею прохідних отворів 17.

Якщо необхідно підвищити потік синтез-газу в робочий циліндр двигуна, можна передбачити збільшений діаметр щілинних прохідних отворів газу 17 при

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

збереженні стандартної ширини щілини, тобто відстані між зовнішньою кромкою та внутрішньою кромкою у межах 0,4...0,5 мм.

Зважаючи на незначну ширину щілинних прохідних отворів 17 газової форсунки двигуна вони можуть виконуватися методом лазерного прорізання або електроерозійним шляхом.

Високі вимоги щодо центрування ходу якоря 9 газової форсунки, що забезпечено довгою направляючою, невілює кутові коливання чи биття якоря 9 відносно осі 8 сердечника. Це забезпечило зниження відстань між зовнішньою кромкою й зовнішньою бічною поверхнею, а також між внутрішньою кромкою та внутрішньою бічною поверхнею, тобто зменшити площу як відповідно самої шайби перекриття 20, так і площі контакту шайби перекриття 20 з поверхнею сідла клапана 5. Таким чином мінімізується вірогідність прилипання якоря 9 газової форсунки до сідла 5 в закритому положенні, яке ймовірно при накопиченні бруду, лакових та масляних відкладень на поверхні сідла клапана 5, особливо після значної бездіяльності газової форсунки або при температурі навколишнього середовища нижче нуля °С. При цьому забезпечується можливість впуску великої кількості синтез-газу в робочий циліндр двигуна за один цикл відкриття-закриття клапану.

4.3. Математичне моделювання процесу ТХУ теплоти ВГ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6

Термохімічна утилізація тепла відпрацьованих газів являє собою комплекс процесів у наслідок яких під впливом теплоти відпрацьованих газів двигуна, яка забирається від них в хімічному реакторі, проходить реакція хімічного перетворення вихідного (базового вуглеводневого) палива з утворенням нового за складом палива – синтез-газу.

Для ефективної реалізації даного методу утилізації теплоти ВГ в поршневих двигунах з примусовим запаленням необхідне виконання певної умов (рис. 4.4), а саме, *температурно-енергетичний потенціал ВГ має бути достатній для утворення з вихідного палива та води синтез-газу, необхідної кількості та хімічного складу.*

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Зазначена вимога характеризується двома факторами:

– кількість необхідної енергії відпрацьованих газів двигуна, яка потрібна для отримання синтез-газу $Q_{с.г}^{необ}$ не повинна перевищувати максимальну кількість теплової енергії, яка може бути утилізована з ВГ ДВЗ $Q_{в.г}^{max}$;

– різниця між температурою ВГ ДВЗ на вході в хімічний реактор конверсії $T_{в.г}^{вх}$ та температурою отриманого синтез-газу на виході з нього $T_{с.г}^{вих}$ (фактично це температура конверсії вихідного палива) не повинна бути нижче значення встановленої різниці температур ΔT на вході, тобто максимальна температура процесу парової конверсії вихідного палива не може бути більшою ніж максимальна температура ВГ ДВЗ в реакторі хімічної конверсії.

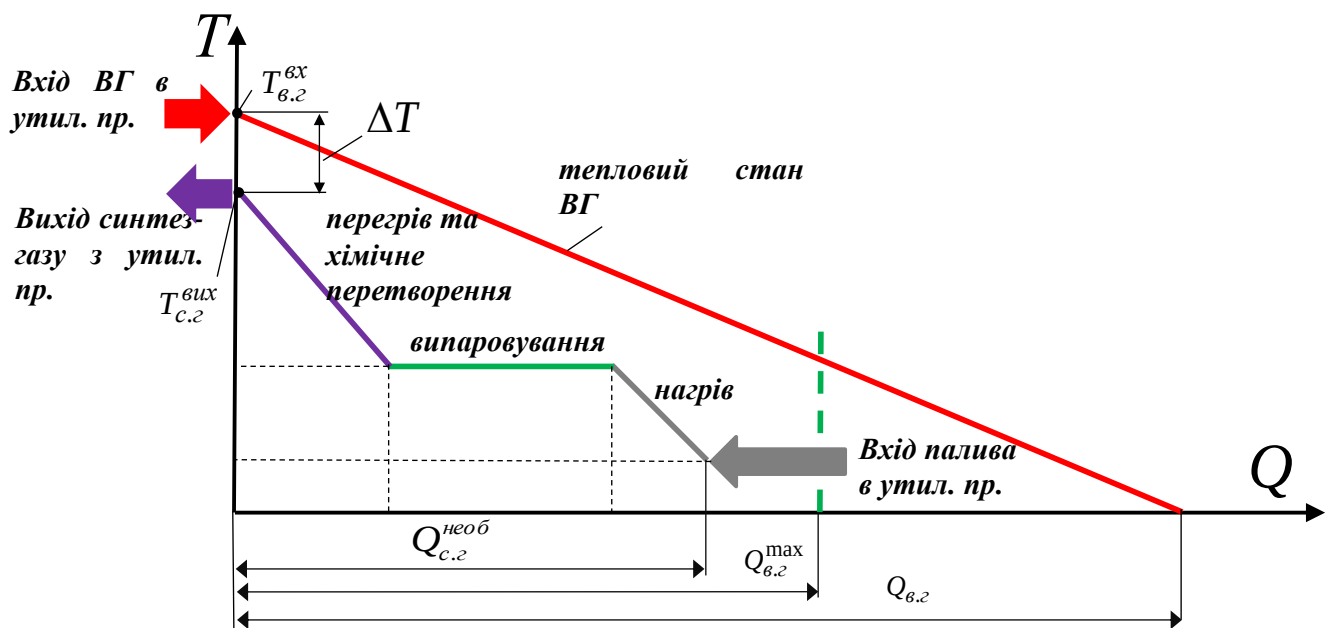


Рисунок 4.4 – Узгодження параметрів відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згоряння та процесу парової конверсії вихідного палива

Різниця температур на вході у хімічний реактор, а також максимальна кількість теплової енергії, яка може бути утилізована з ВГ ДВЗ залежать від конструктивного виконання і типу хімічного реактора, наявності чи відсутності каталізаторів хімічної реакції конверсії та визначаються лише експериментальним шляхом. Залежність для визначення кількості необхідної теплової енергії для отримання синтез-газу з вихідного палива має вигляд:

$$Q_{с.г}^{необ} = Q_{наг} + Q_{вин} + Q_{пер} + Q_{х.р} + Q_{вт}$$

де $Q_{наг}$ – кількість енергії, яка використовується для нагріву рідких початкових компонентів хімічної реакції до необхідної температури кипіння; $Q_{вип}$ – кількість енергії, яка необхідна для здійснення процесу випаровування компонентів хімічної реакції; $Q_{пер}$ – кількість енергії, яка необхідна для здійснення процесу перегріву газоподібних складових хімічної реакції до температури проходження конверсії; $Q_{х.р}$ – кількість енергії, яка необхідна для подолання ендотермічного ефекту хімічної реакції перетворення вихідних компонентів у синтез-газ необхідних властивостей; $Q_{вт}$ – кількість енергії, яка характеризує безповоротні втрати тепла у навколишнє середовище в утилізаційних пристроях.

Кількість енергії, яка необхідна для здійснення процесу нагріву рідких компонентів хімічної реакції конверсії до температури кипіння визначається за наступним рівнянням:

$$Q_{наг} = G \times C'_p \times (T'_1 - T_0),$$

де G – масова витрата компонента, який потрапляє до утилізаційного пристрою для отримання заданої кількості синтез-газу для заданого режиму роботи двигуна; C'_p – середня ізобарна теплоємність вихідного рідкого компонента реакції в інтервалі температур від T_0 до T'_1 ; T'_1 – температура кипіння компонентів конверсії; T_0 – температура рідкого компоненту конверсії на вході в утилізаційний пристрій тепла.

Кількість енергії, яка необхідна для здійснення процесу випаровування компонентів хімічної реакції:

$$Q_{вип} = G \times r,$$

де r – питома теплота випаровування компонентів реакції.

Кількість енергії, яка необхідна для здійснення процесу перегріву газоподібних компонентів хімічної реакції конверсії до температури проходження конверсії:

$$Q_{пер} = G \times C''_p \times (T_2 - T''_1),$$

де C''_p – середня ізобарна теплоємність рідких компонентів у межах температур $T_2 - T''_1$; T_2 – кінцева температура процесу конверсії палива; T''_1 – температура газоподібних компонентів, яка відповідає T'_1 .

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість енергії, яка потрібна для виникнення ендотермічного ефекту реакції хімічного перетворення вихідних компонентів в синтез-газ необхідного складу:

$$Q_{x.p} = G \times q_{x.p},$$

де $q_{x.p}$ – питома теплота хімічної реакції конверсії палива (визначається експериментальним шляхом та напряму залежить від ступеня конверсії палива, методу конверсії, а також термодинамічних та термохімічних властивостей вихідного палива – етанолу).

Кількість теплової енергії, яка враховує безповоротні втрати з ВГ в навколишнє середовище Q_{em} через пристрої утилізації напряму залежить від конструктивного виконання, матеріалу, а також режиму роботи пристрою. Величина цих втрат в навколишнє середовище складає відповідно до опитних даних близько 10...15 % від загального об'єму теплової енергії необхідної для отримання синтез-газу заданих параметрів

$$Q_{em} = (0,1...0,15) \times Q_{c.2}^{необ}.$$

Максимальна теплота ВГ ДВЗ, яка може бути утилізована в термохімічному реакторі парової конверсії $Q_{c.2}^{max}$ залежить від величини газодинамічного опору і ККД термохімічного реактору, а також від термодинамічних властивостей відпрацьованих газів двигуна.

Теплота ВГ ДВЗ визначається відповідно залежності:

$$Q_{c.2} = G_{c.2} \times C_p''' \times (T_{вих} - T_o),$$

де G – масова витрата ВГ ДВЗ; C_p''' – середня ізобарна теплоємність рідких компонентів у межах температур T_o та $T_{вих}$; T_o – температура навколишнього середовища; $T_{вих}$ – температура ВГ на виході з ДВЗ.

Для встановлення основних показників процесу термохімічної утилізації тепла ВГ, математичною моделлю повинні бути закладені наступні залежності, що характеризують процес утворення синтез-газу у реакторі:

– $\xi = f(T_p)$ – залежність ступеня конверсії палива від температури хімічної реакції;

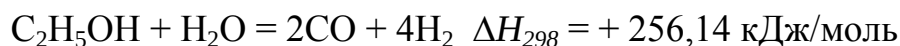
					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

– $g_n/g_{c-z} = f(\xi)$ – залежність відносної витрати палива для проходження конверсії від ступеня конверсії;

– $q_{x,p} = f(\xi)$ – залежність питомої теплоти хімічної реакції конверсії від ступеня конверсії вихідного палива.

Ці залежності основних параметрів визначаються експериментальним шляхом та є індивідуальними для різних видів палив та способів термохімічної конверсії. Взаємозв'язок між математичними моделями термохімічної конверсії у реакторі та робочого циклу ДВЗ встановлюється шляхом врахування кількості теплоти відпрацьованих газів $Q_{\text{вх}}^{\text{вх}}$, яка утилізується для отримання синтез-газу необхідних параметрів. Відповідно при такому поєднанні моделей зміниться загальний тепловий баланс ДВЗ та теплота згоряння отриманого палива, що призведе до уточнення кількості енергії, що виділяється при згорянні $dQ_x/d\phi$ та відповідно маси робочого тіла у циліндрі двигуна dM .

У якості процесу конверсії вихідного палива (етанолу) в синтез-газ розглядалася парова конверсії (паровий риформінг) та перетворення за реакцією розкладання:



Основні характеристики хімічного процесу перетворення біоетанолу в синтез-газ за реакцією парової конверсії та реакцією розкладання для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 подано на рис. 4.5.

Відповідно до даних представлених на рис. 4.5 повна конверсія етанолу (100 %) при реакції розкладання досягається при температурі 663 К, а при паровій конверсії – 713 К. У разі повної конверсії етанолу для утворення 1 кг синтез-газу заданих параметрів за реакцією розкладання необхідно використати 1 кг біоетанолу, а при паровій конверсії – 0,72 кг. Питома теплота реакції конверсії 1 кг біоетанолу, тобто теплота необхідна для нагрівання, випаровування, перегріву і хімічного перетворення, при повній конверсії біоетанолу для реакції розкладання складає 2,8 МДж, а для парової конверсії – 8,8 МДж.

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

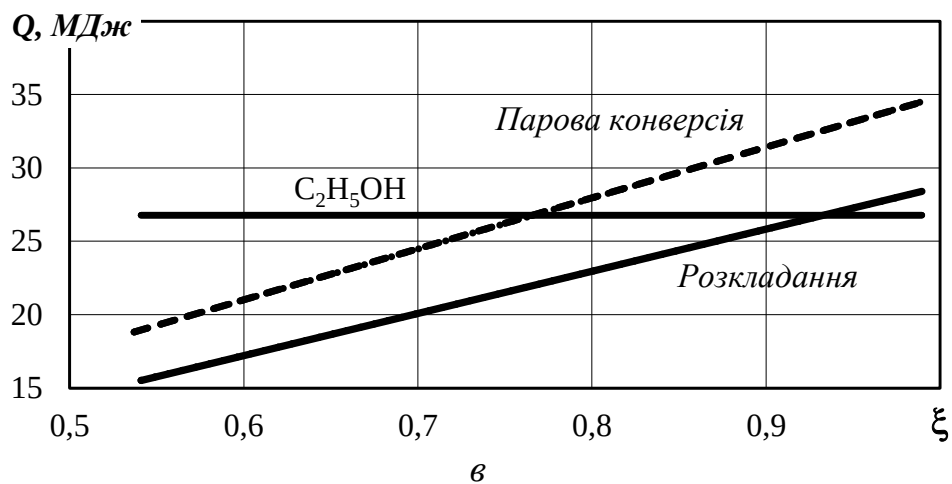
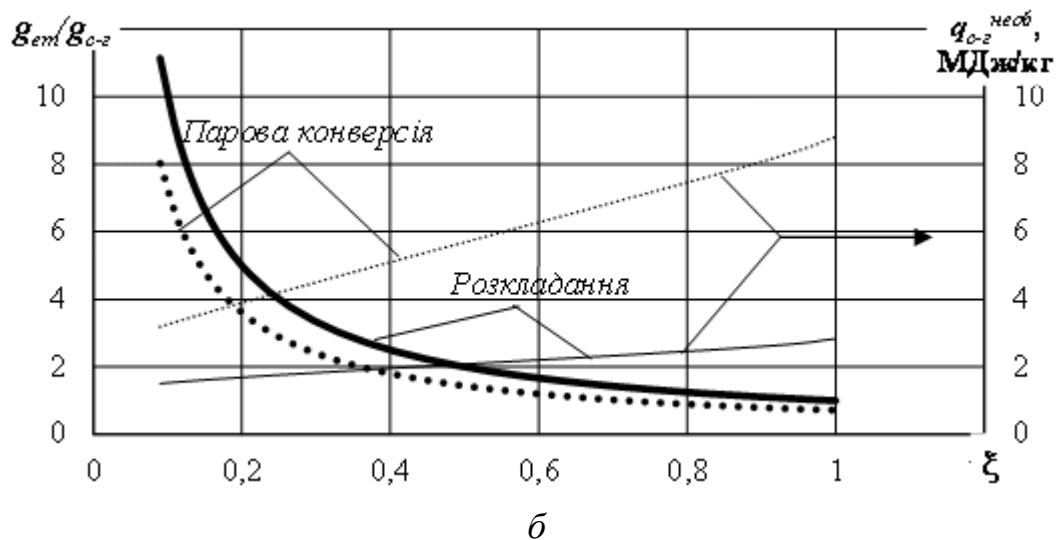
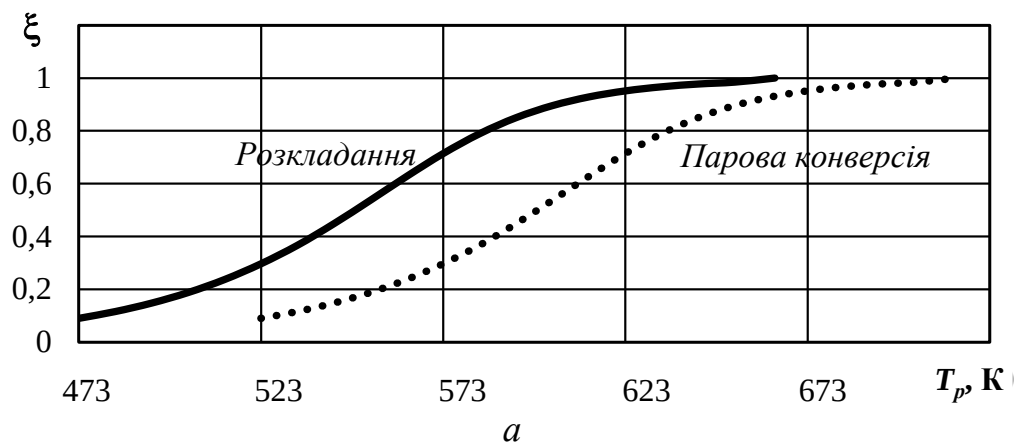


Рисунок 4.5 – Основні характеристики процесу конверсії біоетанолу в синтез-газ необхідних параметрів для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6:

а – залежність ступеня конверсії біоетанолу ξ від температури хімічної реакції T_p ; б – залежність відносної витрати біоетанолу $g_{em}/g_{c-г}$ та питомої теплоти конверсії $q_{c-г}^{необ}$ від ступеня конверсії ξ ; в – порівняння нижчої теплоти згоряння синтез-газу Q при використанні 1 кг біоетанолу

Сумарна нижча теплота згоряння отриманого синтез-газу за хімічною реакцією парової конверсії вище ніж у синтез-газу, отриманого за хімічною реакцією розкладання на 4,54 МДж (за умов повної конверсії). Це обумовлене тим, що при хімічній реакції паровій конверсії утворюється значна кількість синтез-газу за рахунок участі в ній додаткового компоненту – води.

На рис. 4.6 представлена зміна температури відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6 в залежності від режиму при роботі по навантажувальній характеристиці.

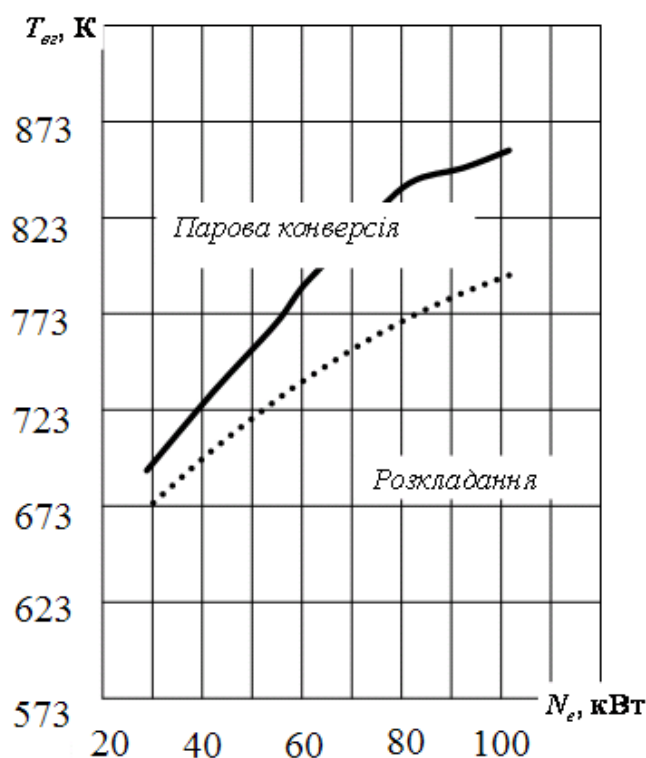


Рисунок 4.6 – Температура відпрацьованих газів двигуна в залежності від режиму при роботі по навантажувальній характеристиці:

————— – робота на синтез-газі отриманому за рахунок парової конверсії;

..... – робота на синтез-газі отриманому за рахунок розкладанням

Температура відпрацьованих газів двигуна при роботі на синтез-газі отриманому за рахунок парової конверсії лежить у діапазоні 683...853 К та 673...793 К при використанні синтез-газу отриманому за рахунок реакції розкладання. Зазначений температурні межі відповідають температурним характеристикам процесу хімічного перетворення біоетанолу.

4.4. Дослідження впливу параметрів процесу конверсії біоетанолу на паливну економічність автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ

Ефективність використання ТХУ теплоти ВГ в складі автомобільної силової установки на базі двигуна 4Ч 9,55/8,6 проводиться шляхом порівняння витрат біоетанолу g_e на двигуні та кількості витраченого біоетанолу для отримання синтез-газу потрібного складу на відповідному режимі роботи. На рис. 4.7, 4.8 наведено залежності економії біоетанолу при роботі автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 на синтез-газі, який отримано за рахунок парової конверсії та розкладання, за навантажувальною характеристикою для різних значень ступеня конверсії біоетанолу.

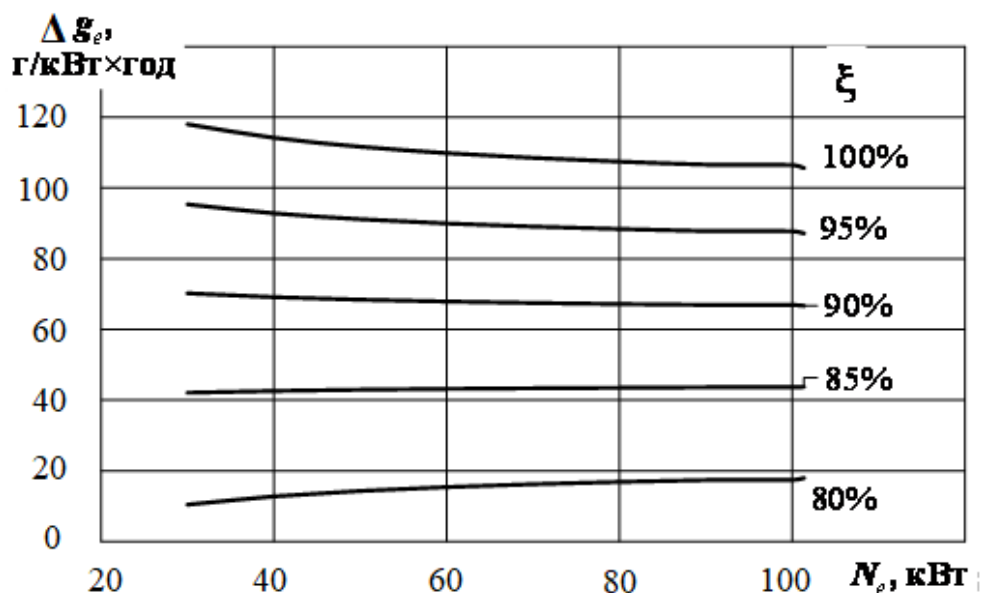


Рисунок 4.7 – Економія біоетанолу при роботі автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ на синтез-газі отриманого за рахунок паровою конверсією при різному ступені конверсії

Питома витрата біоетанолу при хімічній реакції парової конверсії знижується у досить широкому діапазоні зміни ступеня конверсії ξ – 80...100 %. За рахунок присутності води в хімічному процесі отримання синтез-газу, питома витрата біоетанолу g_e знижується на 6...126 г/(кВт·год) (1...23 %).

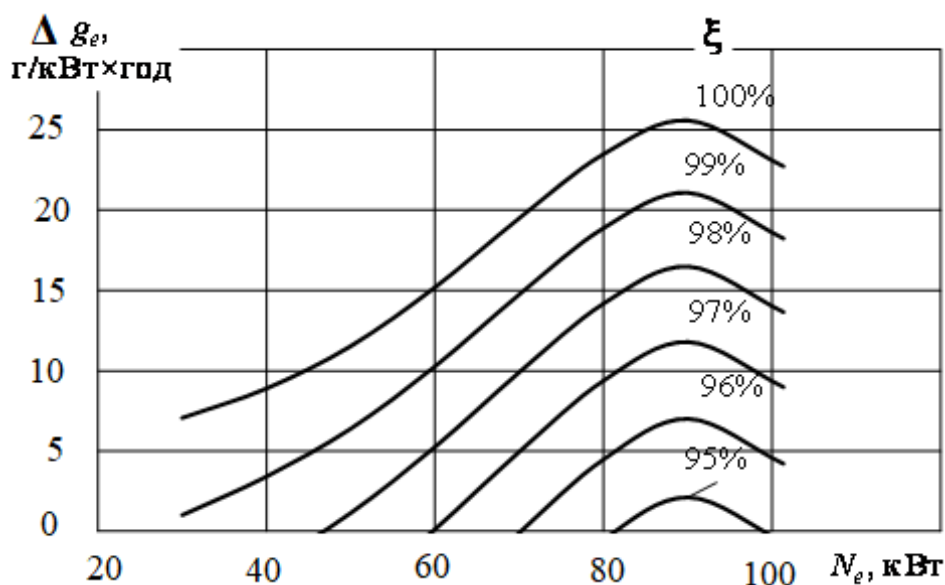


Рисунок 4.8 – Зниження питомої витрати біоетанолу при роботі автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 на синтез-газі отриманого за рахунок реакції розкладання

Питома витрата біоетанолу при використанні реакції розкладання знижується лише при високих значеннях ступеня конверсії ξ , а саме при 95...100 %. За умов реалізації повної конверсії біоетанолу у синтез-газ, питома витрата g_e знижується на всьому проміжку роботи двигуна на 7...26 г/(кВт·год) (1...5,4 %).

Перевірка умов реалізації розглянутих вище методів термохімічної конверсії біоетанолу при використанні теплоти ВГ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 полягає у порівнянні кількості необхідної енергії для отримання синтез-газу необхідного складу та кількості теплоти відпрацьованих газів ДВЗ на відповідному режимі його роботи (рис. 4.9).

При використанні реакції парової конверсії кількість необхідної енергії для отримання синтез-газу заданого складу перевищує теплоту, яка виділяється з відпрацьованими газами на відповідному режимі роботи двигуна у всьому діапазоні зміни навантаження. Без додаткового джерела тепла, або використання спеціальних каталізаторів використання реакції парової конверсії біоетанолу на автомобільному двигуні з системою ТХУ тепла ВГ проблематично.

У таблиці 5.1. подано наявні в промисловості каталізатори які можуть бути використані у реакторі ТХУ тепла ВГ рис. 4.2. Зниження температури хімічної реакції конверсії T_p значно розширює границі значень різниці температур на вході

в реактор ΔT , при яких досягається значне зниження питомої витрати біоетанолу. Так, при зменшенні температури хімічної реакції конверсії на 25 К верхня межа різниці температур на вході в реактор ΔT збільшується у 1,18 рази, на 50 К – у 1,31 рази, на 75 К – у 1,5 рази, а на 100 К – у 1,63 рази.

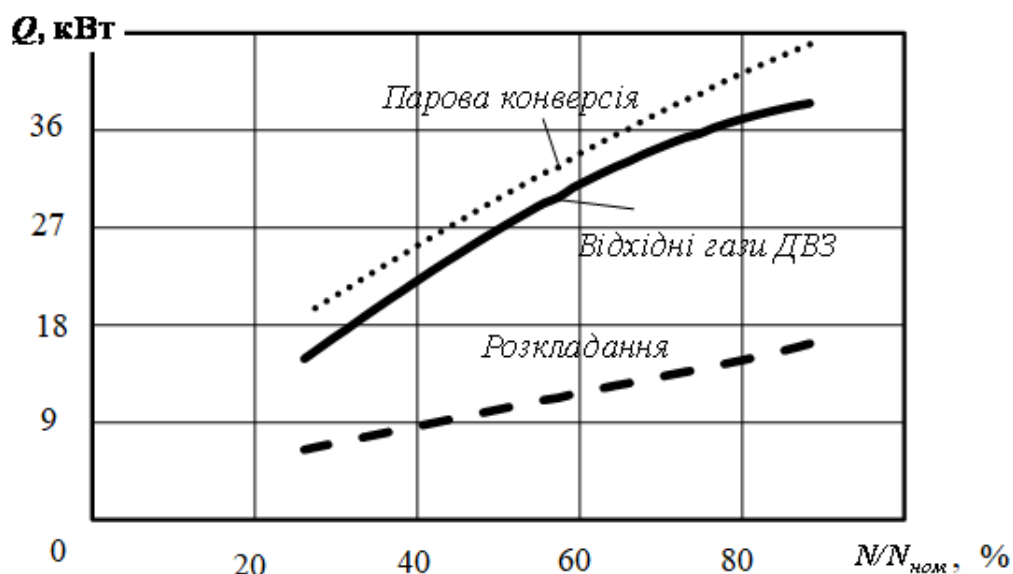


Рисунок 4.9 – Кількість енергії ВГ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 яку потрібно утилізувати для отримання синтез-газу заданих параметрів

Таблиця 5.1. Промислові каталізатори, що сприяють зниженню температури реакції конверсії біоетанолу

№ з.п.	$\Delta T_p, K$	Каталізатор / носій
1	25	Ni,Co,Cu / Zr
2	50	Pd / Al ₂ O ₃
3	75	Ni / Al ₂ O ₃
4	100	Ni / Y ₂ O ₃

При використанні хімічної реакції розкладання біоетанолу кількість енергії Q , яка потрібна для отримання синтез-газу заданих параметрів становить близько 40 % від теплоти, яка виділяється з відпрацьованими газами на відповідному режимі роботи двигуна.

4.5. Висновки до розділу

У даному розділі виконано розробку принципової схеми термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів автомобільного двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6 (представлена кресленням формату А1) та основних її елементів.

Виконано розрахунок та спроектовано термохімічний реактор парової конверсії біоетанолу (представлено кресленням формату А1). Запропоновано наявні промислові каталізатори для забезпечення зниження температури реакції парової конверсії. Використання промислових каталізаторів для зниження температури реакції парової конверсії підвищує ефективність використання системи ТХУ теплоти ВГ для двигунів з примусовим запалюванням. Зниження температури хімічної реакції парової конверсії значно збільшує межі значень різниці температур на вході в реактор, при яких досягається значне зниження питомої витрати біоетанолу. Так, при зменшенні температури реакції конверсії на 25 К верхня межа різниці температур на вході в реактор ΔT підвищується у 1,18 рази, на 50 К – у 1,31 рази, на 75 К – у 1,5 рази, а на 100 К відповідно у 1,63 рази.

Виконано розрахунок та спроектовано газову форсунку (представлена кресленням формату А1) для подачі синтез-газу до робочого циліндру двигуна з іскровим запаленням. Згідно з розрахунками для забезпечення витрати синтез-газу на рівні 18 м³/год при перепаді тиску 0,3 МПа зі швидкістю спрацьовування форсунки у межах 1,2...3,0 мсек у сидлі клапана було виконано прохідні отвори у вигляді щілин шириною 0,4...0,5 мм. При цьому висота підйому якоря h газової форсунки становить 0,35 мм.

Встановлено, що повна (100 %) конверсія біоетанолу при використанні реакції розкладання досягається при 663 К, а при реакції парової конверсії – 713 К. За умов повній конверсії для утворення 1 кг синтез-газу за хімічною реакцією розкладання необхідно використати 1 кг біоетанолу, а при використанні реакції парової конверсії 0,72 кг. Питома теплота конверсії 1 кг біоетанолу (необхідна), тобто теплота необхідна для процесів нагріву, випаровування, перегріву та хімічне перетворення у синтез-газ, при повній конверсії для хімічної реакції

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

розкладання складає 2,8 МДж, а для хімічної реакції парової конверсії – 8,8 МДж. Сумарна теплота згоряння синтез-газу заданих параметрів отриманого за хімічною реакцією парової конверсії бвльше ніж у синтез-газа, отриманого за хімічною реакцією розкладання на 4,54 МДж (за умов повної конверсії).

Питома витрата біоетанолу для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 при використанні парової конверсії зменшується у досить широкому діапазоні зміни ступеня конверсії ξ – 80...100 %. За рахунок присутності у реакції води в процесі отримання синтез-газу, питома витрата g_e знижується на 6...126 г/(кВт·год) (1...23%).

Питома витрата біоетанолу при використанні хімічної реакції розкладання за умов здійснення повної конверсії біоетанолу в синтез-газ, g_e знижується на всьому діапазоні роботи ДВЗ на 7...26 г/(кВт·год) або 1...5,4 %.

					ДП.142.6221м.08.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.08.05.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Цимоха Д.С.			Охорона праці				Літ.	Арк.	Акрушів	
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова			

5.1. Охорона праці при експлуатації автомобільного транспорту з системою ТХУ теплоти ВГ

Систему законів, нормативних актів та положень, направлених на забезпечення безпеки виконання різного роду робіт й відповідні їм соціально-економічні, організаційні, технічні та санітарно-гігієнічні заходи називають *охороною праці*.

Базовим завданням охорони праці є мінімізувати можливі травмування, поранення та захворювання працівників, забезпечення максимальної продуктивності роботи при одночасному забезпеченні комфортних умов праці.

У реальних виробничих умовах присутні відразу декілька небезпечних та шкідливих факторів, які впливають на людину та навколишнє середовище. Фактор, вплив якого на працівника при певних умовах призводить до захворювання, зниження працездатності або травмуванню називають *небезпечним виробничим фактором*.

Не завжди можна розділити між собою поняття небезпечного та шкідливого факторів так, як один і той же самий фактор може призвести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

Охорона праці при експлуатації автомобільного транспорту з системою ТХУ теплоти ВГ має ряд особливостей на відміну від експлуатації та обслуговування звичайних автомобілів. Особливості пов'язані перш за все з наявністю значної кількості водню у складі синтез-газу, який є досить вибухонебезпечним газом та присутністю у системі реактора термохімічної конверсії.

Деякі базові вимоги охорони праці під час експлуатації автомобільного транспорту при роботі на синтез-газі:

1. Після тривалої стоянки транспортного засобу з системою ТХУ теплоти ВГ перед включенням запалення та пуском двигуна протягом 3 хвилин необхідно тримати капот автомобіля відкритим до повного вивітрювання можливих витоків синтез-газу.

2. Перед постановкою транспортного засобу на криту стоянку або при його технічному обслуговуванні необхідно закрити вентиль балона (ресивера синтез-газу) та випрацювати увесь синтез-газ із системи живлення двигуна.

3. Для заливання гарячої рідини при розігріві двигуна транспортного засобу слід використовувати відра з спеціальні носиком у верхній його частині, що створює спрямовану струю потоку. При прогріві двигуна транспортного засобу за допомогою пари чи гарячого повітря шланг необхідно прикріпити до горловини радіатора і надійно його закріпити.

4. Після застосування калорифера для прогріву двигуна кабіну транспортного засобу слід ретельно провітрити для виділення продуктів згоряння.

5. При виконанні будь яких ремонтних робіт водії чи обслуговуючий персонал транспортного засобу зобов'язані вимкнути двигун, загальмувати автомобіль стоянковим гальмом або увімкнути першу передачу.

6. При зупинці транспортного засобу на ухилі необхідно підкласти під колеса автомобіля не менш ніж два противідкатні упори.

7. Поламки системи живлення двигуна транспортного засобу слід ліквідувати тільки після охолодження двигуна, а засмічені паливопроводи продувати за допомогою насоса чи стиснутого повітря.

8. Перед підйомом транспортного засобу домкратом слід висадити усіх пасажирів з салону автомобіля, загальмувати його стоянковим гальмом, підкласти противідкатні упори під колеса, що не будуть підніматися, вирівняти площадку під домкрат та підкласти під нього широку підкладку з деревини або листового металу достатньої товщини.

Водіям транспортних засобів з системою ТХУ теплоти ВГ забороняється:

- ставити транспортний засіб на тривалу стоянку з відкритими вентилями газових балонів (ресивера) синтез-газу та системи живлення двигуна;
- використовувати камери для заливання гарячої рідини при прогріві двигуна транспортного засобу;

- використовувати для прогріву двигуна транспортного засобу газові горілки, які не обладнано засобами сигналізації та пристроями, що автоматично відключають подачу газу при його витоку чи згасанні пальника горілки;
- користуватися прямою передачею при тривалому спуску;
- рухатися автомобілем на крутому спуску з вимкненими зчепленням або передачею;
- відпочивати або спати в салоні транспортного засобу з працюючим двигуном;
- допускати до виконання ремонту або обслуговування транспортного засобу сторонніх некваліфікованих осіб.

5.2. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

При роботі двигуна транспортного засобу з системою ТХУ теплоти ВГ, а також різних систем та механізмів, які його обслуговують, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя та здоров'я людини. Ці фактори з певними доповненнями можуть регламентуватися ДЕРЖСТАНДАРТОМ 12.0.003–83.

Вплив парів палива та масла на організм людини

Пари рідкого палива, синтез-газ та масла проникають до організму людини (обслуговуючого персоналу, водія), діють подразнюючи та можуть призводити до виникнення деяких хронічних захворювань легень й дихальних шляхів.

При роботі двигуна транспортного засобу також виділяється значна кількість шкідливих речовин у результаті згоряння рідкого та газоподібного палива і масла. Згідно зі СНІПом 245–71 величина допустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати значення 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна та елементів його систем (випускний колектор, реактору ТХУ теплоти ВГ, глушник шуму) здатна заподіяти людині шкоду у вигляді опіків різної інтенсивності. Для запобігання цього усі

гарячі частини двигуна транспортного засобу та його систем покривають теплоізоляційним матеріалом.

Пожежна безпека при обслуговуванні двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

Причиною пожеж при обслуговуванні двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ є перш за все несправні електрообладнання автомобіля, самозаймання промасленої тканини, несправності запірної арматури, зношення та корозія елементів паливної апаратури, витоки синтез-газу, використання відкритого полум'я, порушення заходів та норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами (бензином, керосином, тощо).

Електробезпечність при обслуговуванні двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

Проходячи через тіло людини, струм впливає на нього:

- термічно, що відображається у вигляді опіків, нагріванні кровоносних судин, нервів та інших тканин тіла, гіперскороченням м'язів;
- електрично, що відображається у зміні фізико-хімічного складу крові людини та інших її рідин;
- біологічно, що відображається у подразненні та руйнуванні тканин організму людини, а також у порушенні внутрішніх процесів організму.

Вплив шуму при експлуатації автомобільного двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

Шум у значній мірі погіршує продуктивність роботи обслуговуючого персоналу двигуна. Шум впливає на людину при його інтенсивному рівні протягом тривалого часу. При цьому у людини спостерігається утом слухового апарату, що може призвести до часткового чи навіть до повної втрати нею слуху. Базові санітарні норми шуму подано у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Базові санітарні норми шуму

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha_{\text{про}}, \text{Дб}$	103	96	91	88	85	83	81	80

Додаткове встановлене обладнання у вигляді системи ТХУ теплоти ВГ не є додатковим джерелом шуму у транспортному засобі, тому розгляд впливу шуму на здоров'я людини слід розглядати у контексті генерації його двигуном енергетичної установки.

Вплив вібрації при експлуатації автомобільного двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

Додаткове встановлене обладнання у вигляді системи ТХУ теплоти ВГ не є додатковим джерелом вібрації. Вібрація в енергетичній установці транспортного засобу виникає через динамічну неврівноваженість рухомих мас кривошипно-шатунного механізму двигуна автомобіля.

Дія локальної вібрації на людину спричиняє у його організмі спазми судин та погіршує кровообіг. Дія загальної вібрації на людину з частотою 0,7 Гц викликає у його організмі так звану «морську хворобу», з частотою 4...30 Гц через резонансні явища – пошкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів. Базові стандартні норми вібрації подані у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2. Базові санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична швидкість вібрації – чисельник, м/с · 10 ⁻² ; логарифмічний рівень швидкості вібрації – знаменник, дБ.						
	1	2	4	8	15	31,5	63
За вертикаллю	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
За горизонталлю	–	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

5.3. Розрахунок рівня шуму та вібрації автомобільного двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

Рівень шуму від автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ визначається за виразом:

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

де n_n – номінальна частота обертання автомобільного двигуна, $n_n = 5200$ об/хв; n – робоча частота обертання автомобільного двигуна, $n = 5200$ об/хв; N_e – номінальна потужність автомобільного двигуна, $N_e = 100$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(15200 + 100^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{5200}{5200}\right) \right] = 91,17 \text{ Дб}$$

Рівень шуму автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ має припустимі значення.

Для забезпечення зменшення аеродинамічного шуму, який створює автомобільний двигун 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ, застосовуються глушники різного конструктивного виконання. Використання глушника забезпечує зниження загального рівня шуму автомобільний двигун на 10...12 Дб. Також загальному зниженню шуму від двигуна сприяє встановлений реактор конверсії біоетанолу.

Для зменшення рівня повітряного шуму, який випромінюється зовнішніми поверхнями автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 використовуються спеціальні звукоізолюючі матеріали які дозволяють забезпечити зменшення загального рівня шуму двигуном на 10...15 Дб та більше.

Для зменшення рівня механічного шуму автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 необхідно зменшити зазори між деталями та вузлами двигуна, виготовляти елементи з матеріалів, які мають більше внутрішнє тертя та шумопоглинання.

Рівень вібрації для автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ визначається за виразом:

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

де m – маса двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ, $m = 197$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{5200 \cdot 100^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 100}{197} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{197}{100}} \right) + 30 \lg \left(\frac{5200}{5200} \right) = 89,26 \text{ Дб}$$

Рівень вібрації автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ не перевищує норм.

5.4. Заходу щодо зниження рівня шуму й вібрації автомобільного двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ

Шум та вібрація від енергетичної установки транспортного засобу впливають на самопочуття та здоров'я водія, зменшують продуктивність праці обслуговуючого персоналу, притупляють увагу. Двигуни внутрішнього згорання енергетичної установки відносяться до найбільш шумних механізмів, а у більшості випадків фактично є основним джерелом шуму та вібрації на транспортному засобі.

Найбільш ефективним з точки зору зменшення шуму та вібрації й, у той же час, найбільш важким та трудомістким є метод боротьби з шумом самого ДВЗ. Суть підходу полягає у спеціальній організації робочого місця водія транспортного засобу й конструктивному виконанні двигуна його вузлів та деталей, у поліпшенні технології виготовлення та обробці деталей (підвищена точність виготовлення та нарізання зубів шестерень, загальне доведення і притирання сполучних деталей двигуна).

Одним з най розповсюджених методів зменшення шуму і вібрації є ізоляція джерел. Ізоляцію аеродинамічного шуму виконують за допомогою спеціальних звукоізолюючих кожухів й перегородок, а також за допомогою звукоізоляції усього моторного відсіку транспортного засобу. Ефективним шляхом зниження вібрації енергетичної установки транспортного засобу є встановлення виброгасників у точках підвищеної вібрації.

Досить ефективним та розповсюдженим методом зниження шкідливого впливу шуму на водія транспортного засобу є використання звукоізолюючих кабін та салонів з яких ведеться управління автомобілем. У особливих випадках водієм можуть використовуватися й різні елементи індивідуального захисту, які в залежності від конструкції й частоти генеруємого шуму дозволяють зменшити сприйняття людиною звуку на рівні 15...20 Дб.

5.5. Висновки до розділу

У розділі виконано аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що впливають на обслуговуючий персонал, який експлуатує та обслуговує

					ДП.142.6221м.08.05.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

транспортні засоби з двигунами внутрішнього згоряння. Виконано розрахунок рівеня шуму та вібрації від автомобільний двигун 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ. Розрахунок рівеня шуму та вібрації показав, що вони мають припустимі значення та становлять 91,17 Дб та 89,26 Дб відповідно.

Проаналізовано та запропановано шляхи щодо зниження рівня шуму та вібрації від автомобільний двигун 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ.

					ДП.142.6221м.08.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент.		Цимоха Д. С.			Висновки по проекту		
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ.	Арк.	Акрушив
					НУК ім. адм. Макарова		

Висновок по проекту

Магістерська робота на тему: «Розробка системи термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна 4Ч 9,55/8,6» містить усі основні розділи та відповідні креслення (графічна частина).

У *першому розділі* магістерської роботи наведено короткий опис, основні характеристики транспортного засобу та двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6. На базі матеріалів розділу виконано креслення загального вигляду автомобіля (ДП.142.6221м.08.01) та габаритне креслення двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6 (ДП.142.6221м.08.02).

У *другому розділі* магістерської роботи в результаті математичного моделювання встановлено параметри робочого циклу двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6 та виконана первинна оцінка ефективності використання ТХУ тепла ВГ у складі транспортної енергетичної установки на основі порівняння теплоти згорання 1 кг біоетанолу та теплоти згорання отриманого синтез-газу при конверсії цього ж 1кг біоетанолу. Приріст енергії у разі 100 % конверсії біоетанолу становить в середньому близько 22,7%. На основі матеріалів другого розділу виконані креслення поперечного ДП.142.6221м.08.03 та повздовжнього перетинів автомобільного двигуна ДП.142.6221м.09.04.

У зв'язку з підвищенням максимального тиску згорання у робочому циліндрі двигуна у *третьому розділі* було проведено динамічний розрахунок сил, що діють у КШМ, та розрахунок на міцність деталей КШМ автомобільного двигуна 4Ч 9,55/8,6 з системою ТХУ теплоти ВГ. Встановлено, що усі діючі механічні навантаження на елементи КШМ автомобільного двигуна знаходяться у допустимих межах.

У *четвертому розділі* магістерської роботи виконано розробку принципової схеми термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів автомобільного двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6 (представлена кресленням ДП.142.6221м.08.05) та основних її елементів.

У роботі також виконано розрахунок та спроектовано термохімічний реактор парової конверсії біоетанолу (представлений кресленням ДП.142.6221м.08.06).

					ДП.142.6221м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконано розрахунок та спроектовано газову форсунку (представлена кресленням ДП.142.6221м.08.07) для подачі синтез-газу до робочого циліндру двигуна з іскровим запаленням. Згідно з розрахунками для забезпечення витрати синтез-газу на рівні $18 \text{ м}^3/\text{год}$ при перепаді тиску $0,3 \text{ МПа}$ зі швидкістю спрацьовування форсунки у межах $1,2 \dots 3,0 \text{ мсек}$ у сидлі клапана було виконано прохідні отвори у вигляді щілин шириною $0,4 \dots 0,5 \text{ мм}$. При цьому висота підйому якоря h газової форсунки становить $0,35 \text{ мм}$.

Запропоновано наявні промислові каталізатори для забезпечення зниження температури реакції парової конверсії. Використання промислових каталізаторів для зниження температури реакції парової конверсії підвищує ефективність використання системи ТХУ теплоти ВГ для двигунів з примусовим запалюванням. Зниження температури хімічної реакції парової конверсії значно збільшує межі значень різниці температур на вході в реактор, при яких досягається значне зниження питомої витрати біоетанолу. Так, при зменшенні температури реакції конверсії на 25 К верхня межа різниці температур на вході в реактор ΔT підвищується у $1,18$ рази, на 50 К – у $1,31$ рази, на 75 К – у $1,5$ рази, а на 100 К відповідно у $1,63$ рази. Встановлено, що повна (100%) конверсія біоетанолу при використанні реакції розкладання досягається при 663 К , а при реакції парової конверсії – 713 К . За умов повній конверсії для утворення 1 кг синтез-газу за хімічною реакцією розкладання необхідно використати 1 кг біоетанолу, а при використанні реакції парової конверсії $0,72 \text{ кг}$. Питома теплота конверсії 1 кг біоетанолу (необхідна), тобто теплота необхідна для процесів нагріву, випаровування, перегріву та хімічне перетворення у синтез-газ, при повній конверсії для хімічної реакції розкладання складає $2,8 \text{ МДж}$, а для хімічної реакції парової конверсії – $8,8 \text{ МДж}$. Сумарна теплота згоряння синтез-газу заданих параметрів отриманого за хімічною реакцією парової конверсії більше ніж у синтез-газа, отриманого за хімічною реакцією розкладання на $4,54 \text{ МДж}$ (за умов повної конверсії).

Питома витрата біоетанолу для автомобільного двигуна $4\text{Ч } 9,55/8,6$ при використанні парової конверсії зменшується у досить широкому діапазоні зміни ступеня конверсії $\xi - 80 \dots 100 \%$. За рахунок присутності у реакції води в процесі

отримання синтез-газу, питома витрата g_e знижується на 6...126 г/(кВт·год) (1...23%).

Питома витрата біоетанолу при використанні хімічної реакції розкладання за умов здійснення повної конверсії біоетанолу в синтез-газ, g_e знижується на всьому діапазоні роботи ДВЗ на 7...26 г/(кВт·год) або 1...5,4 %.

У розділах охорони праці проведено розрахунки та запропоновано рекомендації щодо забезпечення надійної та безпечної для людини роботи автомобільного двигуна з системою ТХУ теплоти ВГ та автомобіля в цілому.

					ДП.142.6221м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					ДП.142.6221м.08.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Цимоха Д.С.			Література				Літ.	Арк.	Акрушів	
Керівник		Митрофанов О.С.							НУК ім. адм. Макарова			

Список використаної літератури

1. Двигатель ЗМЗ-40522.10 Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту (издание второе) // ПАО «Заволжский моторный завод». Заволжье. 2015. – 162 с.
2. **Кульчицкий, А.Р.** Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие. – Владимир: Владим. гос. ун-т, 2000. – 256 с.
3. **Данилов, А. М.** Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И.Менделеева). – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4–11.
4. **Каменев, В.Ф.** Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на дизельно-водородных топливных композициях / Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А. // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – №7(27) – С. 32 – 42.
5. **Носач, В.Г.** Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации / Носач В.Г., Шрайбер А.А. // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №3 – С. 42–50.
6. **Носач, В.Г.** Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термохимической регенерации / Носач В.Г., Шрайбер А.А. // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №2 – С. 57–63.
7. **Shudo, T.** Combustion characteristics of H_2 –CO–CO₂ mixture in an IC engine [Text] / T. Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5–8 March. – P. 105–115.
8. **Атаманюк, В.Г.** Гражданская оборона: Учебник для вузов / Атаманюк В.Г., Ширшев Л.Г., Акимов Н.И. // Под ред. Д.И. Михайлика. – М.: Высш. шк., 1986. – 207 с.

					ДП.142.6221м.08.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

9. **Демиденко, Г.П.** Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения: Справочник / Под ред. Г.П. Демиденко. – К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987. – 256 с.
10. **Шнацкий, В.А.** Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / В.А. Шнацкий и др. – Л.: Судостроение, 1976.
11. **Корчагин, В.А.** Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В.А. Корчагин и др. – К.: Техника, 1980. – 104 с.

					ДП.142.6221м.08.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		