

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення екологічних показників двигуна автонавантажувача,
потужністю 60 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Прототип 4Ч 9,8/12,7

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

_____ **Ісайко М.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2022 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Ісайко Миколі Миколайовичу

1. Тема роботи: «Покращення екологічних показників двигуна автотранспорту, потужністю 60 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 4Ч 9,8/12,7

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 27.09.21 за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 17.12.2021 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 4Ч 9,8/12,7, номінальною потужністю 57,4 кВт.

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

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи подачі палива.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення автотранспорту (ГК), 2. Двигун 4Ч 9,8/12,7 (СК)
3. Схема системи живлення (ПС), 4. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання **«04» жовтня** 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	15.03.2022	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2022	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	25.03.2022	
4.	Вдосконалення системи подачі палива	05.04.2022	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2022	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2022	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2022	
8.	Робота з кресленням принципової схеми системи подачі палива	10.05.2022	
9.	Робота з складальним форсунки	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент

_____ (підпис)

Ісайко М.М.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, згідно поставленого завдання запропоновано конструкторське рішення щодо покращення екологічних показників двигуна автотранспорту потужністю 60 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 4Ч 9,8/12,7 за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

В роботі описано об'єкт встановлення двигуна, яким універсальний навантажувач Балканкар «Рекорд-2». Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу Д-3900К.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано будову штатної системи подачі палива. Проаналізовано її переваги та недоліки. Запропоновано заходи щодо вдосконалення системи подачі палива для покращення екологічних показників двигуна. Представлено конструкторське рішення, яке передбачає подачу змішаного палива, основу якого складає рідке дизельне паливо, з добавкою рідкої фази зрідженого газу. Запропоновано конструкцію форсунки для подачі змішаного палива. Розраховано основні параметри елементів системи живлення.

Розглянуто проблеми щодо негативного впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Розраховано показники основних токсичних компонентів спроектованого двигуна. Визначено можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Ключові слова: універсальний навантажувач, двигун, робочий цикл, система подачі палива, паливний насос, форсунка, вібрація, шум.

Annotation

In qualifying work, according to the task, a design decision is proposed to improve the environmental indicators of an auto-loader engine with a capacity of 60 kW, designed on the basis of the prototype engine 4Ch 9.8/12.7 due to the improvement of the fuel supply system.

The engine described in the work of the engine installation, which universal loader Balkankar "Record-2". The peculiarities of design and operation of the prototype engine D-3900K are considered and described.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments operating in the crank mechanism of the engine and components of external thermal balance are determined.

The structure of the staff system of fuel supply is described. Its advantages and disadvantages are analyzed. Measures were proposed to improve the fuel supply system to improve the environmental indicators of the engine. The design decision is presented, which involves the supply of mixed fuel, the basis of which is liquid diesel fuel, with the addition of a liquid phase of liquefied gas. The design of the nozzle for filing mixed fuel is proposed. The basic parameters of the power supply elements are calculated.

The problems regarding the negative influence of toxic components of exhaust gases to the environment are considered. The indicators of the main toxic components of the projected engine are calculated. Possible dangers that may occur during the repair and operation of the engine are determined and measures are proposed to prevent them. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

Keywords: universal loader, engine, working cycle, fuel supply system, fuel pump, nozzle, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.....	6
1.2. Опис будови двигуна-прототипу.....	8
1.3 Висновки по розділу	15
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	16
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	16
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	30
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	37
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	45
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	51
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.....	53
3.1. Опис будови та функціонування штатної системи живлення	53
3.2. Пропозиції щодо удосконалення системи подачі палива	56
3.3. Розрахунок параметрів форсунки	60
3.4. Висновки по розділу.....	65
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	66
4.1. Захист навколишнього середовища.....	66
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні газодизеля	67
4.3 Висновок по розділу	72

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Ісайко М</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В</i>				<i>ПННІ НУК</i>		
					<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
						<i>2</i>	

ВИСНОВКИ..... 73

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 74

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 4ГЖЧ 9,8/12,7

Додаток 2 Специфікація Форсунка

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Основним видом силових енергетичних установок на наземному транспорті залишаються поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Переважна більшість з них і надалі продовжує використовувати рідке паливо нафтового походження.

Останнім часом за рахунок проведення значного об'єму науково-дослідних робіт, направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу та підвищення ефективності роботи паливної апаратури, відбулося суттєве зниження питомої ефективної витрати рідкого палива та значно покращились екологічні показники транспортних засобів. Навіть попри на цей факт, треба констатувати що використання нафтопродуктів на транспорті та енергетиці і надалі неухильно зростає. В умовах дефіциту дизельного палива та постійного зростання його вартості, врятувати ситуацію мало б газоподібне паливо. Але аналіз статистичних даних щодо використання палив показує, що газове паливо і надалі має обмежене застосування в поршневих ДВЗ.

Використання газового палива в якості моторного може суттєво скоротити дефіцит дизельного палива та істотно знизити собівартість виробленої енергії. З іншого боку це дозволить вирішити проблему утилізації таких газів як попутний нафтовий, біогаз, генераторний та інші.

Один із способів більш економного використання рідкого палива – є переведення (конвертація) ДВЗ з дизельного на змішаний робочий цикл. Використання основної частки дизельного палива, разом добавкою газового в рідкій фазі може значно покращити як ефективні так і екологічні показники ДВЗ, та не вимагає додаткових людських та матеріальних витрат щодо демонтажу дизельної паливної апаратури, та встановлення електричної системи запалювання. В цьому і полягає **актуальність даної роботи**, що покращення екологічних показників проектного двигуна за рахунок вдосконалення системи подачі палива, що дасть можливість забезпечити вприскування змішаного палива.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Мета роботи: у вирішенні завдання щодо покращення екологічних показників чотиритактного поршневого двигуна навантажувача, номінальною потужністю 60 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- описати будову та умови роботи об'єкту встановлення двигуна-прототипу.
- ознайомитись та описати будову та принципи роботи систем та механізмів двигуна-прототипу;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути будову та принципи функціонування штатної системи подачі палива, та надати рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення;
- розглянути фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки, що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси в системі подачі палива двигуна, та їх вплив на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних із зниженням токсичних компонентів відпрацьованих газів дизельного двигуна, завдяки новітньому конструкторському рішенняю щодо паливної апаратури.

Апробацію результатів дослідження планується здійснити на студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука - 2022» яка має відбутися в травні 2022 року.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Дизельний болгарський автонавантажувач Балканкар «Рекорд-2» (Balkancar Record 2) - це універсальний навантажувач. Він застосовується для виконання багатьох видів вантажно - розвантажувальних робіт і з різними видами вантажу, а також для транспортування вантажів на близькі відстані встановлених на піддонах або в іншій тарі.

Дизельний автонавантажувач переважно застосовується для роботи на майданчиках з гладким і твердим покриттям (асфальт, бетон) або в добре вентильованих складських приміщеннях і заводських цехах. Також автонавантажувач широко застосовується для виконання вантажно-розвантажувальних робіт на залізничних станціях, морських портах, будівельних об'єктах і інших вантажно-розвантажувальних пунктах.



Рис.1.1 – Автонавантажувач Балканкар «Рекорд-2»

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Дизельний навантажувач Балканкар унікальна машина, що має гарні показники невисокої вартості та високої надійності. Він технічно простий в обслуговуванні і експлуатації. Має високі експлуатаційні та технічні характеристики, а також гарну довговічність та надійність.

Автонавантажувач "Балканкар» призначений для роботи в зоні з помірним кліматом, та з інтервалом температури навколишнього середовища від -25С° до + 35С°. Основні технічні характеристики навантажувача наведені нижче.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики автовантажника «Рекорд-2»

№ п/п	Найменування параметру	Значення
1	Вантажопідйомність, кг	3500
2	Висота підйому, мм	3300
3	Нормальний вільний хід, мм	120
4	Габаритні розміри: довжина до спинки вил, мм ширина, мм висота, мм	2735 1222 2250
5	Власна маса, кг	4800
6	Радіус повороту – зовнішній, мм	2440
7	Ширина робочого коридору при піддонах 1000 x 1200, мм	4290
8	Швидкість руху з вантажем, км / год	22
9	Швидкість підйому вантажу, м / сек	0,55
10	Трансмісія	гідродинамічна передача
11	Двигун, дизельний типу	Д3900К
12	Потужність кВт	57,4
13	Оберти колінчастого валу, хв ⁻¹	2500
14	Шини	пневматичні

1.2 Опис двигуна-прототипу.

Двигун Д-3900 – дизельний, чотиритактний, без наддувний, з рідинною системою охолодження, та безпосереднім впорскуванням палива в циліндр.

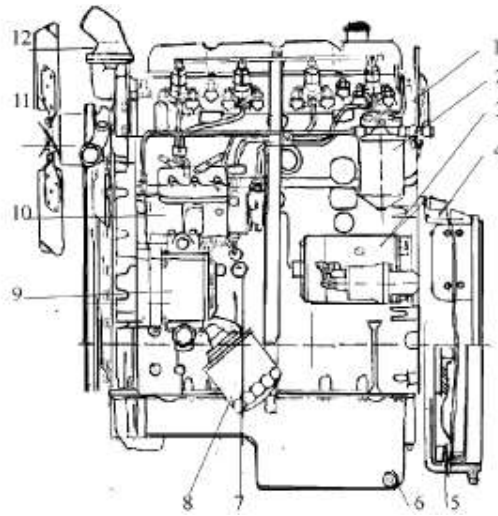


Рис. 1.2 – Двигун Д3900К - вид з боку паливного насоса

1 - головка блоку циліндрів; 2 - паливний фільтр; 3 - стартер; 4 - картер маховика; 5 - маховик; 6 - пробка для зливу масла; 7 - датчик тиску масла; 8 - масляний фільтр; 9 -гідравлічний насос; 10 - паливний насос високого тиску; 11 - водяний насос; 12 - випускна труба для води.

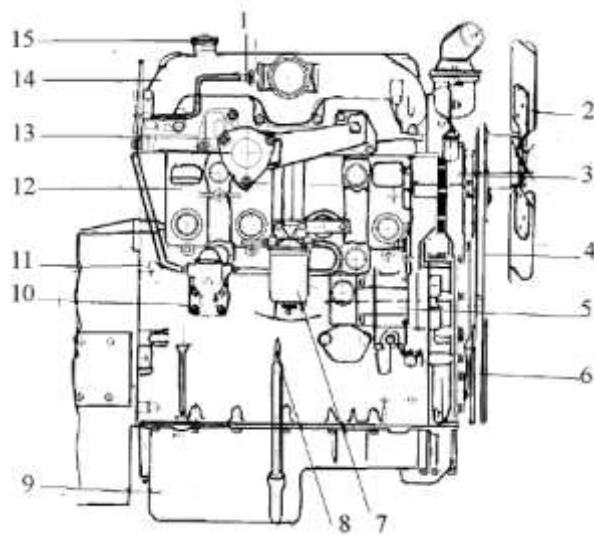


Рис. 1.3 – Двигун Д3900К - вид зі сторони колекторів

1 - пусковий підігрівач; 2 - вентилятор; 3 - генератор; 4 - клиновий ремінь; 5 - гідравлічний насос; 6 - ремінний шків; 7 - фільтр-відстійник; 8 – масловимірювальний щуп; 9 - масляна ванна; 10 - паливний насос низького тиску; 11 - кран для зливу охолоджувальної рідини; 12 - блок циліндрів; 13 - випускний колектор; 14 - впускний колектор; 15 - маслозаливна горловина.

Блок циліндрів – вилитий з сірого чавуну моноблочної конструкції. У ньому запресовані циліндрові гільзи і вилиті порожнини для циркуляції охолоджуючої рідини. Спеціальні отвори, просвердлені в блоці, і утворюють частину масляної магістралі.

Кришки корінних підшипників, прикручені болтами, зафіксовані центрутулками і позначені порядковими номерами. З лівого боку (якщо дивитися на двигун спереду) знаходяться отвори для підшипників розподільного валу, в першому з яких запресована підшипникова втулка. Безпосередньо над ними знаходиться отвір для штовхачів.

Головка загальна для всього блоку циліндрів. Вона вилита з сірого чавуну, в ній розташовані впускні і випускні канали і порожнини для охолоджуючої рідини. Ззаду порожнина для охолодження рідини закрита кришкою, а спереду – кожухом термостата.

З лівого боку головки (якщо дивитися на двигун спереду) встановлені впускний і випускний колектори. У головку встановлено клапанний механізм, закритий кришкою.

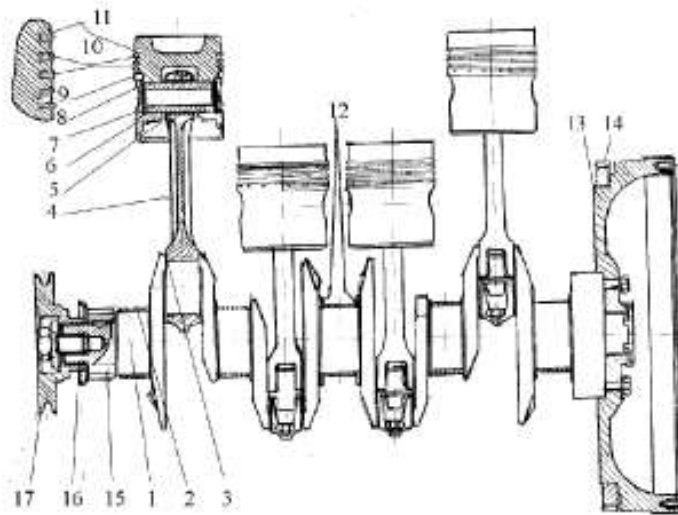


Рис. 1.4 – Кривошипно-шатунний механізм

1 - колінчастий вал; 2 - вкладиш корінного підшипника; 3 - вкладиш шатунного підшипника; 4 - шатун; 5 – втулка підшипника; 6 - поршень; 7 - поршневий палець; 8 - запобіжне кільце; 9 - маслоз'ємне кільце; 10 - компресійні кільця другого і третього каналів; 11 - компресійне кільце першого каналу; 12 - упорна шайба; 13 - маховик; 14 - зубчастий вінець; 15 - шестерня; 16 - масловідбивач; 17 - ремінний шків.

Поршні виготовляються з алюмінієвих сплавів високої міцності. Номера поршня, номер шатуна і номер вагової групи шатуна знаходяться з боку розподільного валу.

Поршневі кільця встановлюються в канавки. Три компресійних і одне маслоз'ємне кільце встановлюються у кожен з канавок в поршні. Поршневі кільця виготовлені зі спеціального чавуну. Перше компресійне кільце хромоване. При монтажі поршневих кілець вони встановлюються розрізами на 180° один до одного в вертикальній площині, що проходить через вісь поршневого пальця.

Поршневі пальці виготовлені з високоякісної конструкційної легированої сталі з цементацією і загартуванням. Палець – плаваючого типу. Складання поршня і пальця проводиться за допомогою селекції зовнішнього діаметра в групах, маркованих червоним і жовтим кольором. При розбиранні та складанні запобіжні кільця замінюються новими.

Шатуни виготовляються з високоякісної конструкційної сталі. У верхній головці шатуна запресована втулка підшипника. Канали в шатуні і його кришці, оберігають вкладиші підшипників від зсуву, знаходяться з однієї і тієї ж сторони. Шатуни виготовляються в чотирьох вагових групах. В одному двигуні можуть працювати шатуни однієї вагової групи.

Колінчастий вал штампований з високоякісної конструкційної сталі. Корінні і шатунні шийки загартовані. Подача масла до корінних підшипників здійснюється через спеціальні отвори в блоці циліндрів. Змащування шатунних підшипників здійснюється через отвори в колінчастому валі, що зв'язують корінні і шатунні шийки. Маркований зубець на шліцах колінчастого валу повинен збігатися з маркованою впадиною на шліцах пасових шківів. Аксіальне зміщення колінчастого валу обмежується упорним підшипником середньої корінної шийки.

Вкладиші (корінні та шатунні) виготовлені зі сталевих основ, на якій нанесено кілька шарів антифрикційного сплаву. При розбиранні та складанні колінчастого валу міняти місцями вкладиші не допускається. Вкладиші випускаються з нормальними розмірами і в трьох ремонтних розмірах.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Маховик вилитий з сірого чавуну, механічно оброблений і збалансований. Маховик приєднаний до колінчастого валу за допомогою шести болтів, пригвинчених заданим крутним моментом. При правильному монтажі вільні отвори колінчастого валу і маховика повинні збігатися. На маховик напресований зубчастий вінець, з допомогою якого стартер повертає колінчастий вал і включає двигун.

Механізм газорозподілу складається з розподільного валу, штовхачів, штанг, вузла коромисел, клапанів і клапанних пружин. Розподільчий вал вилитий з високоякісного легованого чавуну. На розподільному валу виготовлені кулачки для впускних і випускних клапанів - по одному для кожного циліндра. Між кулачками клапанів третього і четвертого циліндрів знаходиться ексцентрик приводу паливного насоса низького тиску. На передньому кінці розподільного валу встановлена шестерня. Осьова фіксація валу здійснюється упорною шайбою, що знаходиться між маточиною шестерні і першою підшипниковою шийкою валу. Контргайка притиснута картером розподільчої передачі до свого сидла в блоці циліндрів і зафіксована проти зміщення штифтом.

При обертанні розподільного валу за допомогою кулачків, штовхачів, штанг і коромисел долається опір клапанних пружин, і впускні клапани відкриваються в точно визначений момент на необхідний час. Оптимальні зазори, необхідні для нормальної безшумної роботи вузла коромисел, встановлюються за допомогою регулювальних гвинтів коромисел. За допомогою шестеренної передачі обертання від колінчастого валу отримують розподільний вал, паливний насос високого тиску, а в деяких випадках, і інші необхідні механізми (гідравлічні насоси, вакуумні насоси, компресори та ін.)

На шестірні колінчастого валу, паразитній шестірні, шестірні паливного насоса високого тиску і шестірні розподільного валу нанесені спеціальні маркування. Дотримання маркувань при зачепленні шестерень забезпечує синхронну роботу кривошипно-шатунного механізму, паливного насоса високого тиску і механізму газорозподілу. Шестеренна передача розміщена в картері на блоці циліндрів.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Між кришкою картера і колінчастим валом встановлено манжетне ущільнення. Центрування двигуна проводиться поворотом колінчастого валу до установки першого поршня в ВМТ - такт стиснення. У такому положенні маркування на шестернях повинні збігатися.

Система мащення – комбінованого типу: до основних вузлів тертя масло подається під тиском, до інших – розбризкуванням.

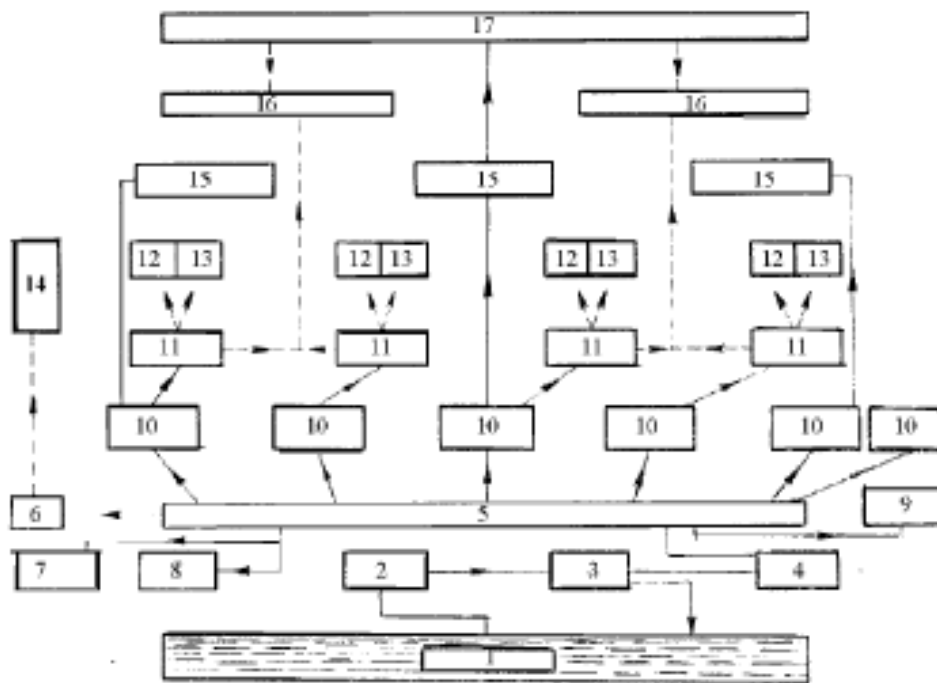


Рис. 1.5 – Схема системи змащення

_____ подача масла під тиском;

----- подача масла розбризкуванням

1 - маслоприймач; 2 - масляний насос; 3 - запобіжний клапан; 4 - масляний фільтр; 5 - головна масляна магістраль; 6 - вісь паразитного шестерні; 7 - вакуумний насос; 8 - паливний насос високого тиску; 9 - датчик манометра; 10 - корінні підшипники; 11 - шатунні підшипники; 12 - циліндри; 13 - підшипники в малій голівці шатуна; 14 - привід розподільного валу; 15 - підшипники розподільного валу; 16 - штовхачі; 17 - механізм коромисел; 18 - турбокомпресор.

До кришки головки блоку циліндрів прикріплений сапун, за допомогою якого тиск в картері двигуна вирівнюється з атмосферним. Кількість масла в масляній ванні перевіряється масловимірним щупом, на якому відзначені мінімальний і максимальний рівень.

Масляний насос - шестеренного типу. Редукційний клапан спрацьовує при тиску 0,35-0,45 МПа. Масляний фільтр тонкого очищення – повнопоточковий, з паперовим фільтруючим елементом. У фільтр встановлений клапан, що відкривається при засміченні фільтруючого елемента. У систему вмонтований датчик, що стежить за тиском масла.

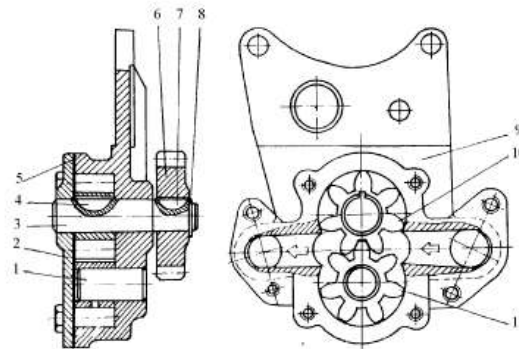


Рис. 1.6 – Масляний насос

1 - вісь; 2 - кришка; 3 - вал; 4 - шпонка; 5 - ущільнення; 6 - шестерня; 7 - шпонка; 8 - запобіжне кільце; 9 - корпус насоса; 10 - ведуча шестерня; 11 - ведена шестерня.

Система охолодження двигуна - примусова, рідинна. Вона складається з водяного насоса з вентилятором, порожнин для охолоджуючої рідини в блоці циліндрів (водяний сорочки), радіатора і трубних з'єднань. У систему включений термостат. Температура охолоджуючої рідини контролюється термометром. Злив рідини з системи здійснюється через краники блоку циліндрів і радіатора.

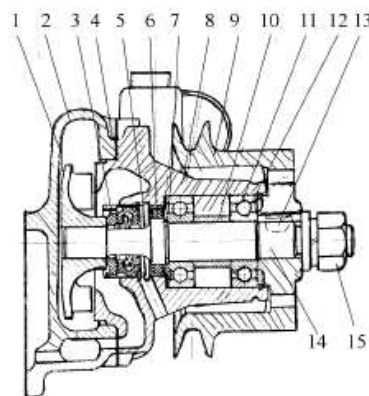


Рис. 1.7 – Водяний насос

1 - робоче колесо; 2 - задній корпус; 3 - торцеве ущільнення; 4 - ущільнення; 5 - фіксатор; 6 - ущільнення; 7 - фланець; 8 - передній корпус; 9 - ремінний шків; 10 - розпірна втулка; 11 - шарики підшипники; 12 - запобіжне кільце; 13 - сегментна шпонка; 14 - вал; 15 - гайка.

Двигун працює нормально при температурі охолоджуючої рідини 83 – 95°C. Водяний насос двигуна - відцентрового типу. Він прикріплений до передньої частини блоку циліндрів.

До ремінного шківа болтами прикріплений вентилятор. Водяний насос і вентилятор отримують рух від ремінного шківа колінчастого валу за посередництвом ремня. Натяг ремня регулюється шляхом зміщення генератора.

Термостат автоматично регулює температуру охолоджуючої рідини при включеному двигуні. Він монтований в кожух в передній частині головки блоку циліндрів. При холодному двигуні термостат перешкоджає протіканню охолоджуючої рідини через радіатор, і двигун швидко досягає оптимальної робочої температури. Термостат починає пропускати рідину до радіатора при температурі за 80°C. При температурі 90°C термостат повністю відкритий.

Система живлення одноконтурна, з грубим та тонким очищенням палива та зворотнім поверненням надлишкового палива. Складається з таких типових елементів як: паливний бак, фільтр-відстійник, паливний насос низького тиску, паливний фільтр, паливний насос високого тиску, форсунки та паливопроводи.

Електрозабезпечення побудовано за однопровідною схемою. Другим провідником служать металеві частини двигуна.

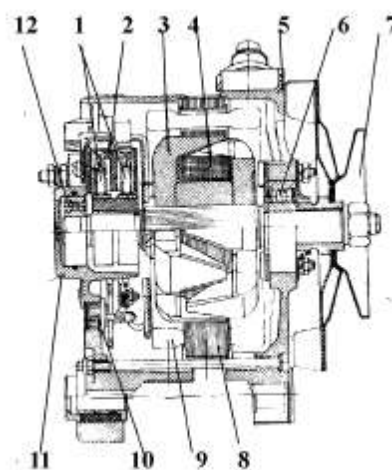


Рис. 1.8 – Генератор Г 221

1 - щітки; 2 - щіткотримач; 3 - ротор; 4 - роторна обмотка; 5 - передня кришка; 6 - передній підшипник; 7 - ремінний шків; 8 - статорна обмотка; 9 - статор; 10 - напівпровідниковий діод; 11 - задня кришка; 12 – задній підшипник.

Генератор змінного струму 12В/53А - трифазна дванадцяти полюсна синхронна електрична машина з вбудованим випрямлячем струму для номінальної напруги 12В. Ротор генератора приводиться в рух від шківчастого валу за допомогою клинового паса.

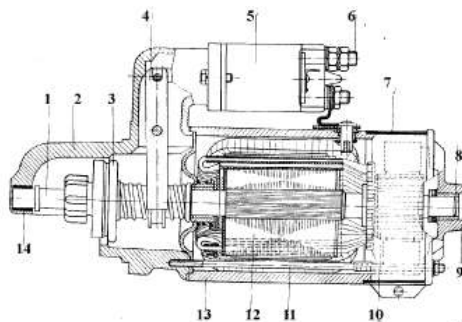


Рис. 1.9 – Стартер

1 - вал; 2 - кронштейн; 3 - муфта вільного ходу; 4 - вилка зачеплення; 5 – реле приводного механізму; 6 - клеми; 7 - захисна стрічка; 8, 14 - підшипник; 9 - щит з щіткотримачами і щітками; 10 - колектор; 11 - шпильки; 12 - якір; 13 - статор; 14 - підшипник.

Стартер 12В/2,9кВт являє собою чотиріполюсний електродвигун постійного струму, призначений для короткочасної роботи. Включення стартера – одноступеневе і проводиться за допомогою електромагніту, приєднаного до статора. Пусковий підігрівач є допоміжним пристроєм для запуску двигуна в холодну погоду і монтується у впускному колекторі.

1.3 Висновки по розділу

Під час роботи над даним розділом, розглянуто та описано функціональне призначення об'єкту встановлення двигуна. В нашому випадку це фронтальний автотранспортувач Балканкар «Рекорд-2», призначений для роботи з вантажем різного типу.

Тут же розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його систем, а також механізмів, вузлів та деталей. Аналіз конструкції двигуна-прототипу показує наявність можливостей щодо незначного форсування двигуна-прототипу, без суттєвих конструктивних змін та додаткових людських та матеріальних ресурсів.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 60$
Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8]	$\epsilon = 17$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2500$
Число циліндрів	$i = 4$

2.1.2 Вихідні дані для розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8]	$\alpha = 1.55$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$\Delta T = 10$
Температура відпрацьованих газів, згідно [1, ст 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску, згідно [1, ст 9],	$\lambda = 1.6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z", згідно [1, ст 10]	$\xi_Z = 0.84$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10]	$\xi = 0.98$
Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

Масовий вміст окремих компонентів рідкого палива, в частках:

$g_C = 0.87$ - масовий вміст вуглецю в рідкому паливі;

$g_H = 0.126$ - масовий вміст водню в рідкому паливі;

$g_O = 0.004$ - масовий вміст кисню в паливі;

$g_S = 0$ - вміст сірки в паливі;

$g_W = 0.1$ - вміст води в паливі;

Газове паливо: Пропан-бутан, ГОСТ 20448-90

Склад:	у %	в об'ємних долях
Метан	$\text{CH}_4 = 0$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 1$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.01$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 56$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.56$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 43$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.43$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
Двоокис вуглецю	$\text{CO}_2 = 0$	$R_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0.000$
Чадний газ	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
Азот	$\text{N}_2 = 0$	$R_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0.000$
Кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка об'ємного балансу складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.гп}} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \\ \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 56 \\ 43 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Перевірка балансу складових компонентів змішаного палива, у %

Перед цим задамо частку рідкого палива що подається в циліндр двигуна

$$\delta_{\text{з.п}} = \delta_{\text{р.п}} + \delta_{\text{г.п}}$$

де $\delta_{\text{р.п}} = 0.97$ - частка рідкого палива; або у % $\delta_{\text{р.п}} \cdot 100 = 97$

$\delta_{\text{г.п}} = (1 - \delta_{\text{р.п}}) = 0.03$ - доля газового палива; або у % $\delta_{\text{г.п}} \cdot 100 = 3$

$$\delta_{\text{з.п}} = \delta_{\text{р.п}} + \delta_{\text{г.п}} = 0.97 + 0.03 = 1$$

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в кДж / кг

$$Q_{H.p} = [33.91 \cdot gC + 105.6 \cdot gH - 10.88 \cdot (gO - gS) - 2.514 \cdot gW]$$

$$Q_{H.p} = \sum \begin{pmatrix} 33.91 \cdot gC \\ 105.6 \cdot gH \\ -10.88 \cdot (gO - gS) \\ -2.514 \cdot gW \end{pmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{pmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{pmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / кг:

$$Q_{H.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} \cdot \frac{1}{2.25} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 0 \\ 637.3 \\ 912.3 \cdot 56 \\ 1186 \cdot 43 \\ 1460 \cdot 0 \end{pmatrix} \cdot \frac{1}{2.25} = 45655.156$$

де 2.25 кг/м³ - густина пропан-бутанового палива за нормальних умов

Найнижча теплота згоряння суміші рідкого та газового палива, в кДж / кг:

$$Q_{H.з} = Q_{H.p} \cdot \delta_{p.п} + Q_{H.г} \cdot \delta_{г.п} = 42512.38 \cdot 0.97 + 45655.16 \cdot 0.03 = 42606.66$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

в кмоль повітря /
кг палива

$$L_{0p.п} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{gC}{12} + \frac{gH}{4} - \frac{gO}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг газового палива, в

кмоль повітря /
кг газового палива

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{gC'}{12} + \frac{gH'}{4} \right)$$

де gC' - середньозважений масовий вміст вуглецю в газовому паливі;

gH' - середньозважений масовий вміст водню в газовому паливі;

$$g_{C'} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \cdot 0 \\ R_{CO} \cdot 0.429 \\ R_{CH_4} \cdot 0.749 \\ R_{C_2H_6} \cdot 0.799 \\ R_{C_3H_8} \cdot 0.817 \\ R_{C_4H_{10}} \cdot 0.827 \\ R_{C_5H_{12}} \cdot 0.832 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \cdot 0 \\ 0 \cdot 0.429 \\ 0 \cdot 0.749 \\ 0.01 \cdot 0.799 \\ 0.56 \cdot 0.817 \\ 0.43 \cdot 0.827 \\ 0 \cdot 0.832 \end{pmatrix} = 0.821$$

Середньозважений масовий вміст водню в газовому паливі;

$$g_{H'} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \cdot 1 \\ R_{CO} \cdot 0 \\ R_{CH_4} \cdot 0.251 \\ R_{C_2H_6} \cdot 0.201 \\ R_{C_3H_8} \cdot 0.183 \\ R_{C_4H_{10}} \cdot 0.173 \\ R_{C_5H_{12}} \cdot 0.168 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \cdot 0 \\ 0 \cdot 0.251 \\ 0.01 \cdot 0.201 \\ 0.56 \cdot 0.183 \\ 0.43 \cdot 0.173 \\ 0 \cdot 0.168 \end{pmatrix} = 0.179$$

Відповідно теоретично необхідна кількість повітря для горіння газу,

$$L_{0_{ГП}} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{g_{C'}}{12} + \frac{g_{H'}}{4} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.821}{12} + \frac{0.179}{4} \right) = 0.539$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг суміші з газового та рідкого палива, в кмоль повітря / кг палива

$$L_0 = \delta_{p.п} \cdot L_{0p.п} + (1 - \delta_{p.п}) \cdot L_{0_{ГП}} = 0.97 \cdot 0.495 + (1 - 0.97) \cdot 0.539 = 0.496$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

при горінні рідкого палива

$$M'_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.55 \cdot 0.496 = 0.769$$

при горінні газового палива

$$M''_1 = (1 + \alpha \cdot L_0) = 1 + 1.55 \cdot 0.496 = 1.769$$

при горінні суміші двох палив

$$M_1 = \delta_{p.п} \cdot M'_1 + \delta_{г.п} \cdot M''_1 = 0.97 \cdot 0.769 + 0.03 \cdot 1.769 = 0.799$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M'_{\text{CO}_2} = \delta_{\text{р.п}} \cdot \frac{\text{gC}}{12} = 0.97 \cdot \frac{0.87}{12} = 0.07$$

$$M''_{\text{CO}_2} = \delta_{\text{г.п}} \cdot \frac{\text{gC}'}{12} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.429 \\ 0.749 \\ 0.799 \\ 0.817 \\ 0.827 \\ 0.832 \\ 0.273 \end{pmatrix} = 0.03 \cdot \frac{0.821}{12} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.429 \\ 0.749 \\ 0.799 \\ 0.817 \\ 0.827 \\ 0.832 \\ 0.273 \end{pmatrix} = 9.702 \times 10^{-3}$$

$$M_{\text{CO}_2} = M'_{\text{CO}_2} + M''_{\text{CO}_2} = 0.07 + 0.01 = 0.08$$

Водяної пари H₂O

$$M'_{\text{H}_2\text{O}} = \delta_{\text{р.п}} \cdot \frac{\text{gH}}{2} = 0.97 \cdot \frac{0.126}{2} = 0.061$$

$$M''_{\text{H}_2\text{O}} = \delta_{\text{г.п}} \cdot \frac{\text{gH}}{2} \cdot \sum \begin{pmatrix} 1.000 \\ 0.251 \\ 0.201 \\ 0.183 \\ 0.173 \\ 0.168 \\ 0.112 \end{pmatrix} = 0.03 \cdot \frac{0.126}{2} \cdot \sum \begin{pmatrix} 1 \\ 0.251 \\ 0.201 \\ 0.183 \\ 0.173 \\ 0.168 \\ 0.112 \end{pmatrix} = 3.946 \times 10^{-3}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = M'_{\text{H}_2\text{O}} + M''_{\text{H}_2\text{O}} = 0.061 + 0.004 = 0.065$$

Кисню O₂

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot [(\alpha - 1) \cdot L_0] = 0.21 \cdot (1.55 - 1) \cdot 0.496 = 0.057$$

Азоту N₂

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.55 \cdot 0.496 = 0.607$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.08 \\ 0.065 \\ 0.057 \\ 0.607 \end{pmatrix} = 0.81$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0.81 - 0.799 = 0.011$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.81}{0.799} = 1.014$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні, $\beta_0 = (1,0 \dots 1,016)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k_d \cdot p_a$$

де $k_d = 0.94$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,90...0,95)

$$p_d = k_d \cdot p_a = 0.94 \cdot 101.3 = 95.222$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, тиск кінця впуску знаходиться в діапазоні $p_d = (85 \dots 95)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = k_r \cdot p_a$$

де $k_r = 1.16$ - коефіцієнт опору системи випуску (1,05...1,25)

$$p_r = k_r \cdot p_a = 1.16 \cdot 101.3 = 117.508$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, тиск залишкових газів знаходиться в діапазоні $p_r = (105 \dots 125)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{800} \cdot \frac{117.508}{17 \cdot 95.222 - 117.508} = 0.03$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_r = (0,03...0,06)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 800}{1 + 0.03} = 317.31$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...350)K$. Розрахункове значення входить в діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{95.222}{101.3} \cdot \frac{293}{317.31 \cdot (1 + 0.03)} = 0.896$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,75...0,90)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску обираємо згідно номограми, з [1, ст 15]

$$n_1 = 1.363$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 95.222 \cdot 17^{1.363} = 4527.299$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (3000...5000)kPa$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 317.31 \cdot 17^{1.363 - 1} = 887.435$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (800...950)K$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.014 + 0.03}{1 + 0.03} = 1.013$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0...1,015)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Розрахунок середньої мольної теплоємності компонентів робочого тіла

Середня мольна теплоємність повітря, в $\text{кДж}/(\text{кмоль К})$

$$mCv' = 20.6 + 0.002638 \cdot T_c = 20.6 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 887.435 = 22.941$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння отриманих при згорянні рідкого палива при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{кДж}/(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{\sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix}}{M_2} = \frac{\sum \begin{pmatrix} 0.057 \cdot 23.3 \\ 0.607 \cdot 21.554 \\ 0.08 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix}}{0.81} = 23.677$$

$$b = \frac{\sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix}}{M_2} = \frac{\sum \begin{pmatrix} 0.057 \cdot 0.002 \\ 0.607 \cdot 0.001 \\ 0.08 \cdot 0.003 \\ 0.065 \cdot 0.004 \end{pmatrix}}{0.81} = 0.002$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.677 + 8.314 = 31.991$$

$$b' = b = 0.00189$$

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00189 \cdot 1.01329 = 0.00191$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.991 \cdot 1.013 = 32.416$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.з}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.84 \cdot 4.261 \times 10^4}{0.799 \cdot (1 + 0.03)} = 4.352 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.941 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 887.435 = 3.216 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 43516.946 + 32163.691 = 75680.638$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.416^2 + 4 \cdot 1.912 \times 10^{-3} \cdot 7.568 \times 10^4 = 1.629 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.416 + \sqrt{1629.498}}{2 \cdot 0.002} = 2079.62$$

Для газодизельних двигунів без наддуву $T_z = (1800 \dots 2300) \text{ К}$, згідно [1, ст. 16]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння в циклі, в кПа

$$p_{\max} = p_c \cdot \lambda = 4527.299 \cdot 1.6 = 7243.678$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, максимальний тиск горіння знаходиться в діапазоні $p_{\max} = (5000 \dots 12000) \text{ кПа}$. Отримане значення входить в діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.013 \cdot 2.08 \times 10^3}{1.6 \cdot 887.435} = 1.484$$

Для газодизельних двигунів без наддуву $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.484} = 11.455$$

Середній показник політропи розширення, обираємо згідно номограми з джерела [1, ст. 20]

$$n_2 = 1.220$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7243.678}{11.455^{1.22}} = 369.823$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (300 \dots 900)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2079.62}{11.455^{1.22-1}} = 1216.205$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $T_b = (900 \dots 1250)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1216.205}{\sqrt[3]{\frac{369.823}{117.508}}} = 829.91$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_{r.п} - T_r|}{T_{r.п}} \cdot 100 = \frac{|829.91 - 800|}{829.91} \cdot 100 = 3.604$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta T_r < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D)$$

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{4527.299}{17 - 1} = 282.956$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.484 - 1) = 0.775$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.6 \cdot 1.484}{1.22 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.455^{1.22 - 1}} \right) = 4.481$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.363 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.363 - 1}} \right) = 1.77$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 282.956 \cdot (0.775 + 4.481 - 1.77) = 986.367$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 986.367 = 966.64$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, середній теоретичний індикаторний тиск знаходиться в діапазоні $p_{mi} = (750 \dots 1100)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{M_1 \cdot p_{mi} \cdot T_a}{\Phi_c \cdot Q_{H,3} \cdot p_a} = 8.314 \cdot \frac{0.799 \cdot 966.64 \cdot 293}{0.896 \cdot 42606.663 \cdot 101.3} = 0.487$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0.45 \dots 0.50)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} \cdot \delta_{p,п} = \frac{3600}{0.487 \cdot 42512.38} \cdot 0.97 = 0.169$$

Питома індикаторна витрата газового палива, в $\text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$v_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,г}} \cdot \delta_{г,п} = \frac{3600}{0.487 \cdot 45655.156} \cdot 0.03 = 0.005$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30}$$

де $s_{пр} = 0.127$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.127 \cdot 2500}{30} = 10.583$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $a_m = 88$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 10.583 = 212.883$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 966.64 - 212.883 = 753.757$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $p_{me} = (550...850)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{753.757}{966.64} = 0.78$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $\eta_M = (0,70...0,82)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.487 \cdot 0.78 = 0.379$$

Для газодизельних двигунів без наддуву, ефективний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_e = (0,33...0,42)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата газового палива, в м³ / (кВт год)

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{4.862 \times 10^{-3}}{0.780} = 6.235 \times 10^{-3}$$

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.169}{0.780} = 0.217$$

Годинна витрата газу, в $\text{м}^3 / \text{год}$

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.006 \cdot 60 = 0.374$$

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / \text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.217 \cdot 60 = 12.991$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{60 \cdot 10^3}{753.757 \cdot 2500} = 3.821$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{3.821}{4} = 0.955$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.098$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.127}{0.098} = 1.296 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0.955}{\pi \cdot 1.296}} = 97.906$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.296 \cdot 97.906 = 126.879$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 98 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 98 \cdot 10^{-3} = 0.098$$

Хід поршня

$$s' = 127 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 127 \cdot 10^{-3} = 0.127$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.098^2 \cdot 0.127 \cdot 4}{4} \cdot 10^3 = 3.832$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{753.757 \cdot 3.832 \cdot 2500}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 60.172$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{60.172 + 60}{2} = 60.086$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|60.172 - 60|}{60.086} \cdot 100 = 0.287$$

Отримана величина не виходить за допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} \cdot 0.127 = 9.58 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{9.58 \times 10^{-4}}{17 - 1} = 5.987 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 9.58 \times 10^{-4} + 5.987 \times 10^{-5} = 1.018 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 5.987 \times 10^{-5} \cdot 1.484 = 8.886 \times 10^{-5}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00006$	$p(0) = 95.222$	$V(180) = 0.00102$	$p(180) = 95.222$
$V(10) = 0.00007$	$p(10) = 95.222$	$V(190) = 0.00101$	$p(190) = 95.919$
$V(20) = 0.0001$	$p(20) = 95.222$	$V(200) = 0.001$	$p(200) = 98.062$
$V(30) = 0.00014$	$p(30) = 95.222$	$V(210) = 0.00097$	$p(210) = 101.823$
$V(40) = 0.0002$	$p(40) = 95.222$	$V(220) = 0.00093$	$p(220) = 107.512$
$V(50) = 0.00027$	$p(50) = 95.222$	$V(230) = 0.00088$	$p(230) = 115.624$
$V(60) = 0.00035$	$p(60) = 95.222$	$V(240) = 0.00082$	$p(240) = 126.928$
$V(70) = 0.00043$	$p(70) = 95.222$	$V(250) = 0.00076$	$p(250) = 142.607$
$V(80) = 0.00052$	$p(80) = 95.222$	$V(260) = 0.00068$	$p(260) = 164.512$
$V(90) = 0.0006$	$p(90) = 95.222$	$V(270) = 0.0006$	$p(270) = 195.623$
$V(100) = 0.00068$	$p(100) = 95.222$	$V(280) = 0.00052$	$p(280) = 240.906$
$V(110) = 0.00076$	$p(110) = 95.222$	$V(290) = 0.00043$	$p(290) = 308.978$
$V(120) = 0.00082$	$p(120) = 95.222$	$V(300) = 0.00035$	$p(300) = 415.491$
$V(130) = 0.00088$	$p(130) = 95.222$	$V(310) = 0.00027$	$p(310) = 590.175$
$V(140) = 0.00093$	$p(140) = 95.222$	$V(320) = 0.0002$	$p(320) = 891.353$
$V(150) = 0.00097$	$p(150) = 95.222$	$V(330) = 0.00014$	$p(330) = 1431.176$
$V(160) = 0.001$	$p(160) = 95.222$	$V(340) = 0.0001$	$p(340) = 2381.189$
$V(170) = 0.00101$	$p(170) = 95.222$	$V(350) = 0.00007$	$p(350) = 3731.351$

V(360) = 0.00006	p(360) = 4527.299	V(540) = 0.00102	p(540) = 369.823
V(370) = 0.00007	p(370) = 7243.678	V(550) = 0.00101	p(550) = 117.508
V(380) = 0.0001	p(380) = 6597.4	V(560) = 0.001	p(560) = 117.508
V(390) = 0.00014	p(390) = 4182.817	V(570) = 0.00097	p(570) = 117.508
V(400) = 0.0002	p(400) = 2737.793	V(580) = 0.00093	p(580) = 117.508
V(410) = 0.00027	p(410) = 1892.861	V(590) = 0.00088	p(590) = 117.508
V(420) = 0.00035	p(420) = 1382.582	V(600) = 0.00082	p(600) = 117.508
V(430) = 0.00043	p(430) = 1060.602	V(610) = 0.00076	p(610) = 117.508
V(440) = 0.00052	p(440) = 848.811	V(620) = 0.00068	p(620) = 117.508
V(450) = 0.0006	p(450) = 704.485	V(630) = 0.0006	p(630) = 117.508
V(460) = 0.00068	p(460) = 603.31	V(640) = 0.00052	p(640) = 117.508
V(470) = 0.00076	p(470) = 530.878	V(650) = 0.00043	p(650) = 117.508
V(480) = 0.00082	p(480) = 478.321	V(660) = 0.00035	p(660) = 117.508
V(490) = 0.00088	p(490) = 440.007	V(670) = 0.00027	p(670) = 117.508
V(500) = 0.00093	p(500) = 412.27	V(680) = 0.0002	p(680) = 117.508
V(510) = 0.00097	p(510) = 392.691	V(690) = 0.00014	p(690) = 117.508
V(520) = 0.001	p(520) = 379.682	V(700) = 0.0001	p(700) = 117.508
V(530) = 0.00101	p(530) = 372.244	V(710) = 0.00007	p(710) = 117.508

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 923.507$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{923.507}{9.58 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 964.039$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 964.039 \cdot 0.98 = 944.758$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{966.64 + 944.758}{2} = 955.699$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{966.64 - 944.758}{955.699} \right| \cdot 100 = 2.29$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 17^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 17^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 124^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_c'' = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_c'' = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.527 \times 10^3 = 5.433 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 7.244 \times 10^3 = 7.244 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 95.222$	$V(\varphi_r) = 5.987 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 95.222$	$V(\varphi_d) = 1.018 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4527.299$	$V(\varphi_c) = 5.987 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7243.678$	$V(\varphi_z) = 5.996 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 369.823$	$V(\varphi_b) = 1.018 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.845 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.157 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.034 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 8.03 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 7.244 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 8.604 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 461.526$	$V(\varphi_{b''}) = 8.488 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 703$	$p(\varphi_{r'}) = 117.508$	$V(\varphi_{r'}) = 8.604 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 17$	$p(\varphi_{r''}) = 95.222$	$V(\varphi_{r''}) = 8.604 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 236$	$p(\varphi_{d'}) = 121.959$	$V(\varphi_{d'}) = 8.488 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.433 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 5.987 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 7.244 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 6.727 \times 10^{-5}$

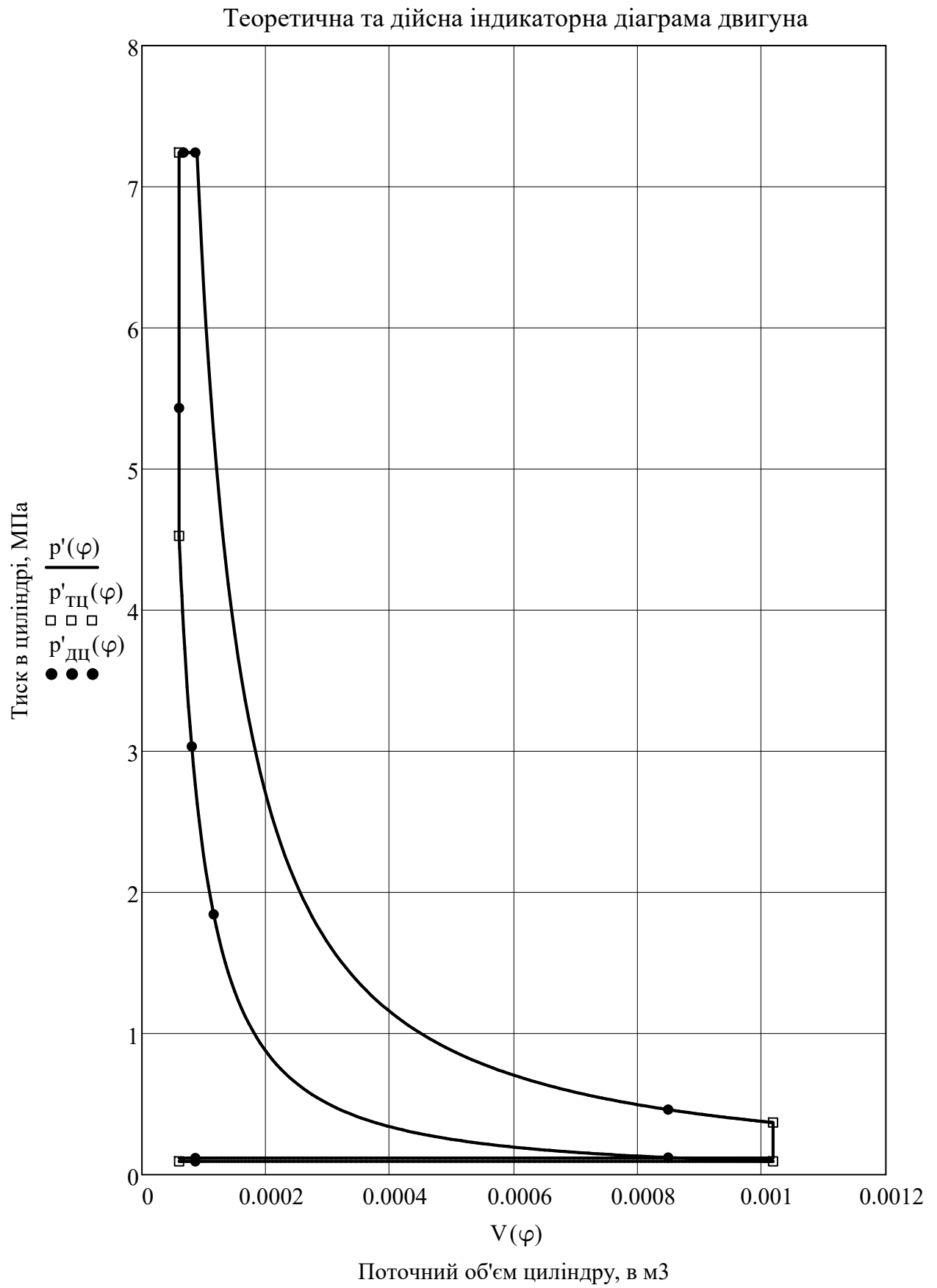


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

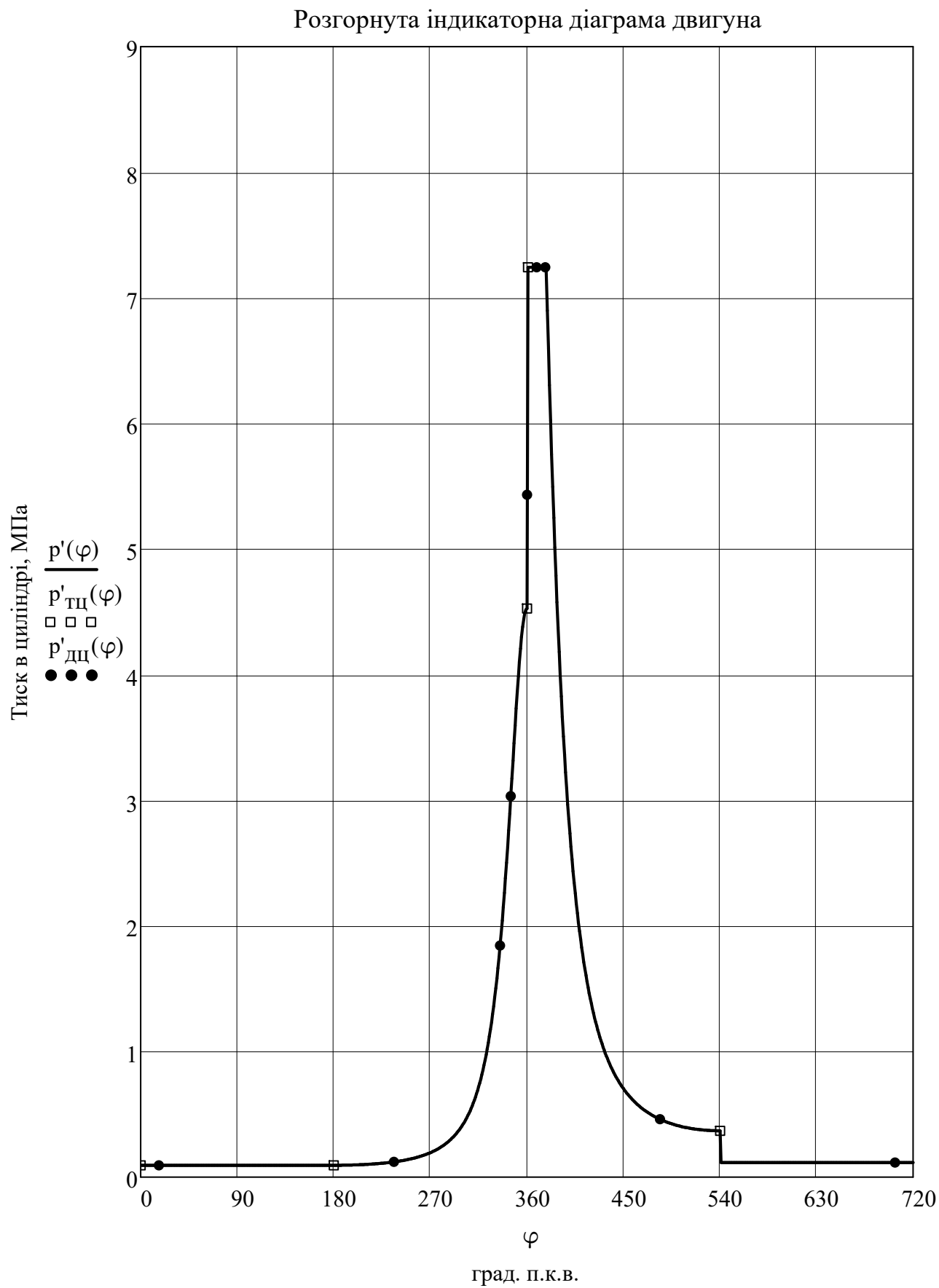


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

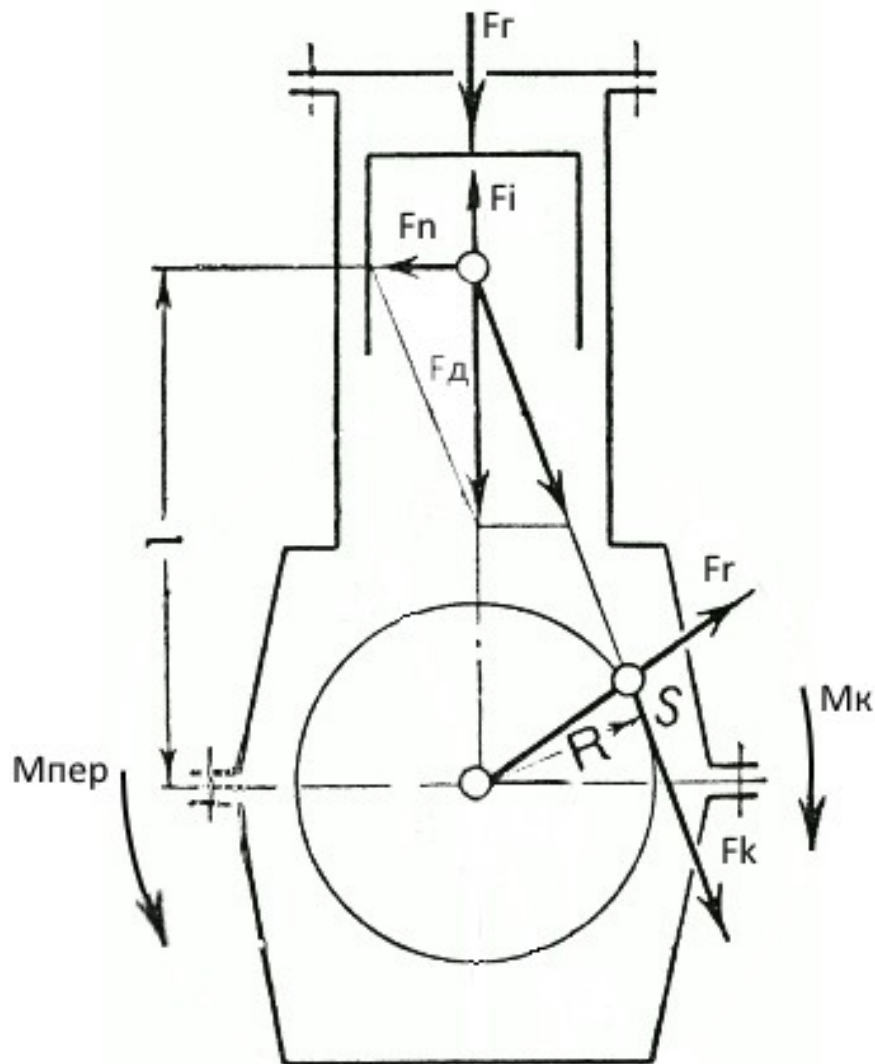


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.75$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.85$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.75 + \frac{1}{3} \cdot 3.85 = 3.033$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.127}{2} = 0.064$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0635}{0.256} = 0.248$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} = 0.008$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2500}{30} = 261.799$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.046$	$F_i(0) = -16.581$	$F_d(0) = -16.627$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.046$	$F_i(30) = -13.123$	$F_d(30) = -13.169$	$M_k(30) = -0.512$
$F_r(60) = -0.046$	$F_i(60) = -4.911$	$F_d(60) = -4.957$	$M_k(60) = -0.308$
$F_r(90) = -0.046$	$F_i(90) = 3.38$	$F_d(90) = 3.334$	$M_k(90) = 0.212$
$F_r(120) = -0.046$	$F_i(120) = 8.291$	$F_d(120) = 8.245$	$M_k(120) = 0.394$
$F_r(150) = -0.046$	$F_i(150) = 9.743$	$F_d(150) = 9.697$	$M_k(150) = 0.239$
$F_r(180) = -0.046$	$F_i(180) = 9.822$	$F_d(180) = 9.776$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 3.948 \times 10$	$F_i(210) = 9.743$	$F_d(210) = 9.747$	$M_k(210) = -0.24$
$F_r(240) = 0.193$	$F_i(240) = 8.291$	$F_d(240) = 8.484$	$M_k(240) = -0.405$
$F_r(270) = 0.711$	$F_i(270) = 3.38$	$F_d(270) = 4.091$	$M_k(270) = -0.26$
$F_r(300) = 2.37$	$F_i(300) = -4.911$	$F_d(300) = -2.541$	$M_k(300) = 0.158$
$F_r(330) = 10.031$	$F_i(330) = -13.123$	$F_d(330) = -3.092$	$M_k(330) = 0.12$
$F_r(360) = 33.385$	$F_i(360) = -16.581$	$F_d(360) = 16.804$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 30.787$	$F_i(390) = -13.123$	$F_d(390) = 17.664$	$M_k(390) = 0.686$
$F_r(420) = 9.665$	$F_i(420) = -4.911$	$F_d(420) = 4.754$	$M_k(420) = 0.296$
$F_r(450) = 4.55$	$F_i(450) = 3.38$	$F_d(450) = 7.929$	$M_k(450) = 0.504$
$F_r(480) = 2.844$	$F_i(480) = 8.291$	$F_d(480) = 11.135$	$M_k(480) = 0.532$
$F_r(510) = 2.198$	$F_i(510) = 9.743$	$F_d(510) = 11.941$	$M_k(510) = 0.294$
$F_r(540) = 2.025$	$F_i(540) = 9.822$	$F_d(540) = 11.848$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.122$	$F_i(570) = 9.743$	$F_d(570) = 9.865$	$M_k(570) = -0.243$
$F_r(600) = 0.122$	$F_i(600) = 8.291$	$F_d(600) = 8.413$	$M_k(600) = -0.402$
$F_r(630) = 0.122$	$F_i(630) = 3.38$	$F_d(630) = 3.502$	$M_k(630) = -0.222$
$F_r(660) = 0.122$	$F_i(660) = -4.911$	$F_d(660) = -4.789$	$M_k(660) = 0.298$
$F_r(690) = 0.122$	$F_i(690) = -13.123$	$F_d(690) = -13.001$	$M_k(690) = 0.505$
$F_r(720) = 0.122$	$F_i(720) = -16.581$	$F_d(720) = -16.459$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -16.627$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.7$	$F_r(30) = -10.555$	$F_k(30) = -8.056$	$M_{пер}(30) = 0.512$
$F_n(60) = -1.127$	$F_r(60) = -1.502$	$F_k(60) = -4.856$	$M_{пер}(60) = 0.308$
$F_n(90) = 0.883$	$F_r(90) = -0.883$	$F_k(90) = 3.334$	$M_{пер}(90) = -0.212$
$F_n(120) = 1.875$	$F_r(120) = -5.746$	$F_k(120) = 6.203$	$M_{пер}(120) = -0.394$
$F_n(150) = 1.252$	$F_r(150) = -9.024$	$F_k(150) = 3.765$	$M_{пер}(150) = -0.239$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -9.776$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.258$	$F_r(210) = -9.07$	$F_k(210) = -3.784$	$M_{пер}(210) = 0.24$
$F_n(240) = -1.929$	$F_r(240) = -5.913$	$F_k(240) = -6.383$	$M_{пер}(240) = 0.405$
$F_n(270) = -1.083$	$F_r(270) = -1.083$	$F_k(270) = -4.091$	$M_{пер}(270) = 0.260$
$F_n(300) = 0.578$	$F_r(300) = -0.77$	$F_k(300) = 2.49$	$M_{пер}(300) = -0.158$
$F_n(330) = 0.399$	$F_r(330) = -2.478$	$F_k(330) = 1.891$	$M_{пер}(330) = -0.12$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 16.804$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 2.28$	$F_r(390) = 14.157$	$F_k(390) = 10.806$	$M_{пер}(390) = -0.686$
$F_n(420) = 1.081$	$F_r(420) = 1.441$	$F_k(420) = 4.657$	$M_{пер}(420) = -0.296$
$F_n(450) = 2.1$	$F_r(450) = -2.1$	$F_k(450) = 7.929$	$M_{пер}(450) = -0.504$
$F_n(480) = 2.532$	$F_r(480) = -7.76$	$F_k(480) = 8.377$	$M_{пер}(480) = -0.532$
$F_n(510) = 1.541$	$F_r(510) = -11.112$	$F_k(510) = 4.636$	$M_{пер}(510) = -0.294$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -11.848$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.273$	$F_r(570) = -9.18$	$F_k(570) = -3.83$	$M_{пер}(570) = 0.243$
$F_n(600) = -1.913$	$F_r(600) = -5.863$	$F_k(600) = -6.329$	$M_{пер}(600) = 0.402$
$F_n(630) = -0.927$	$F_r(630) = -0.927$	$F_k(630) = -3.502$	$M_{пер}(630) = 0.222$
$F_n(660) = 1.089$	$F_r(660) = -1.451$	$F_k(660) = 4.692$	$M_{пер}(660) = -0.298$
$F_n(690) = 1.678$	$F_r(690) = -10.42$	$F_k(690) = 7.953$	$M_{пер}(690) = -0.505$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -16.459$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

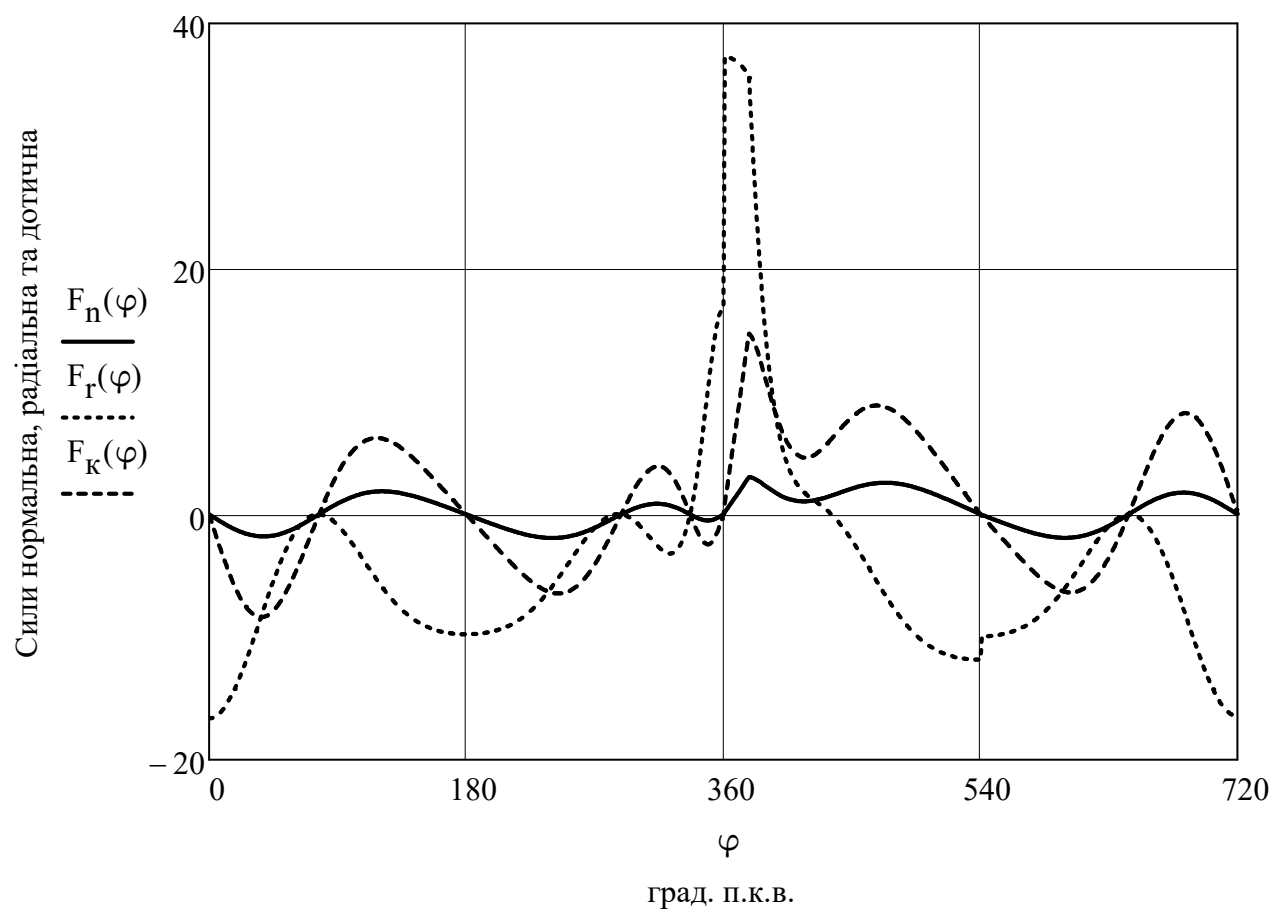
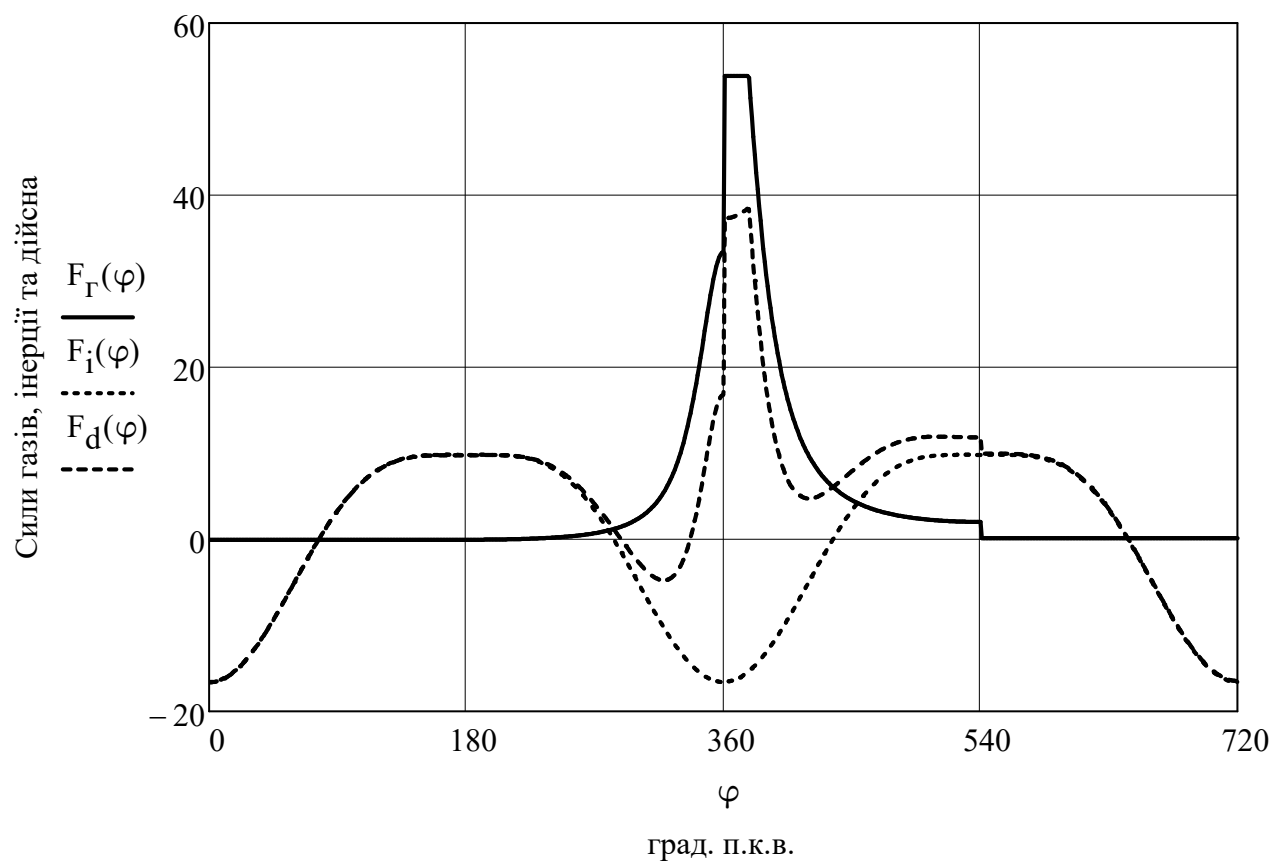


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

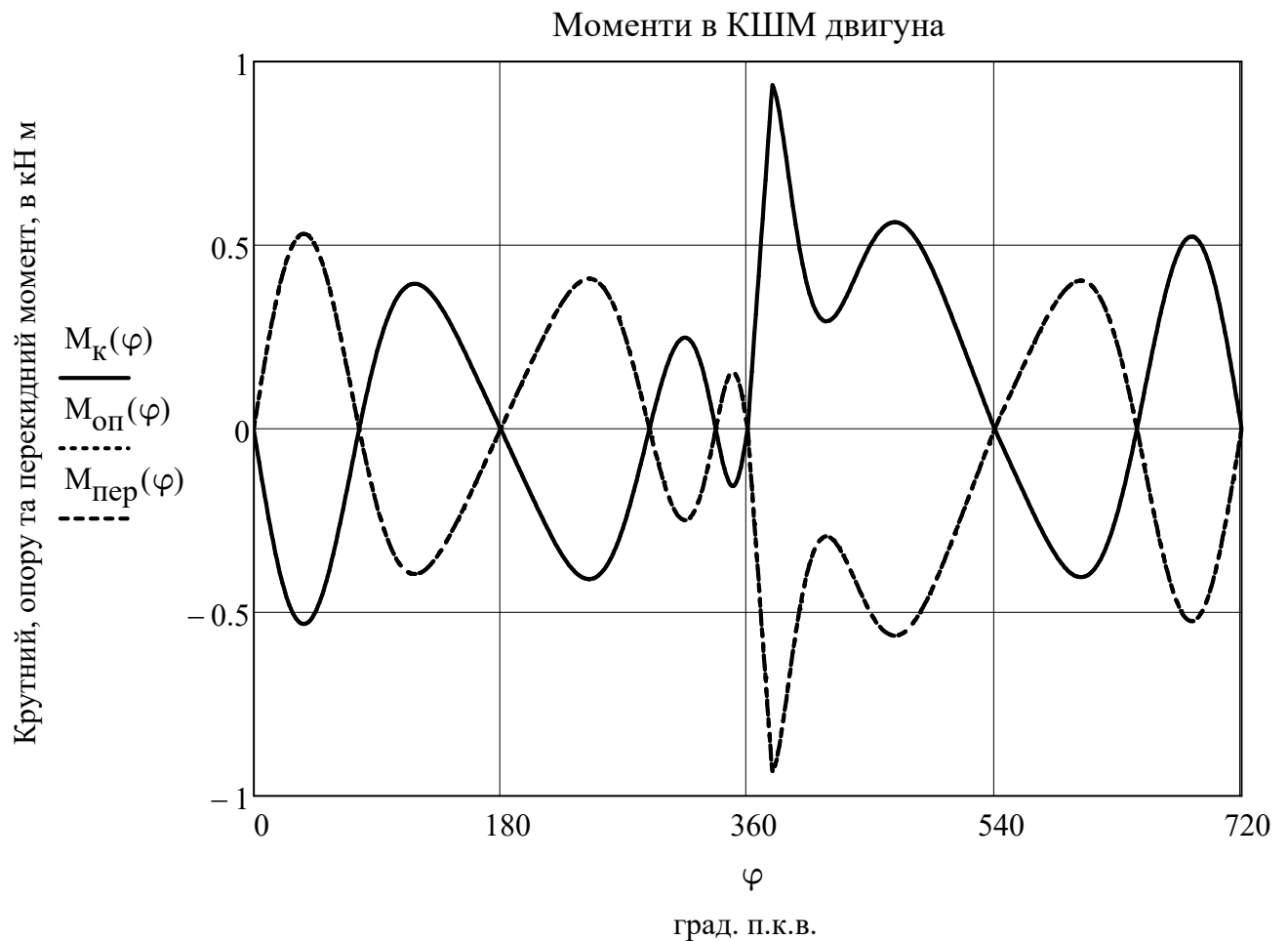


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{4} = 180$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_K = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

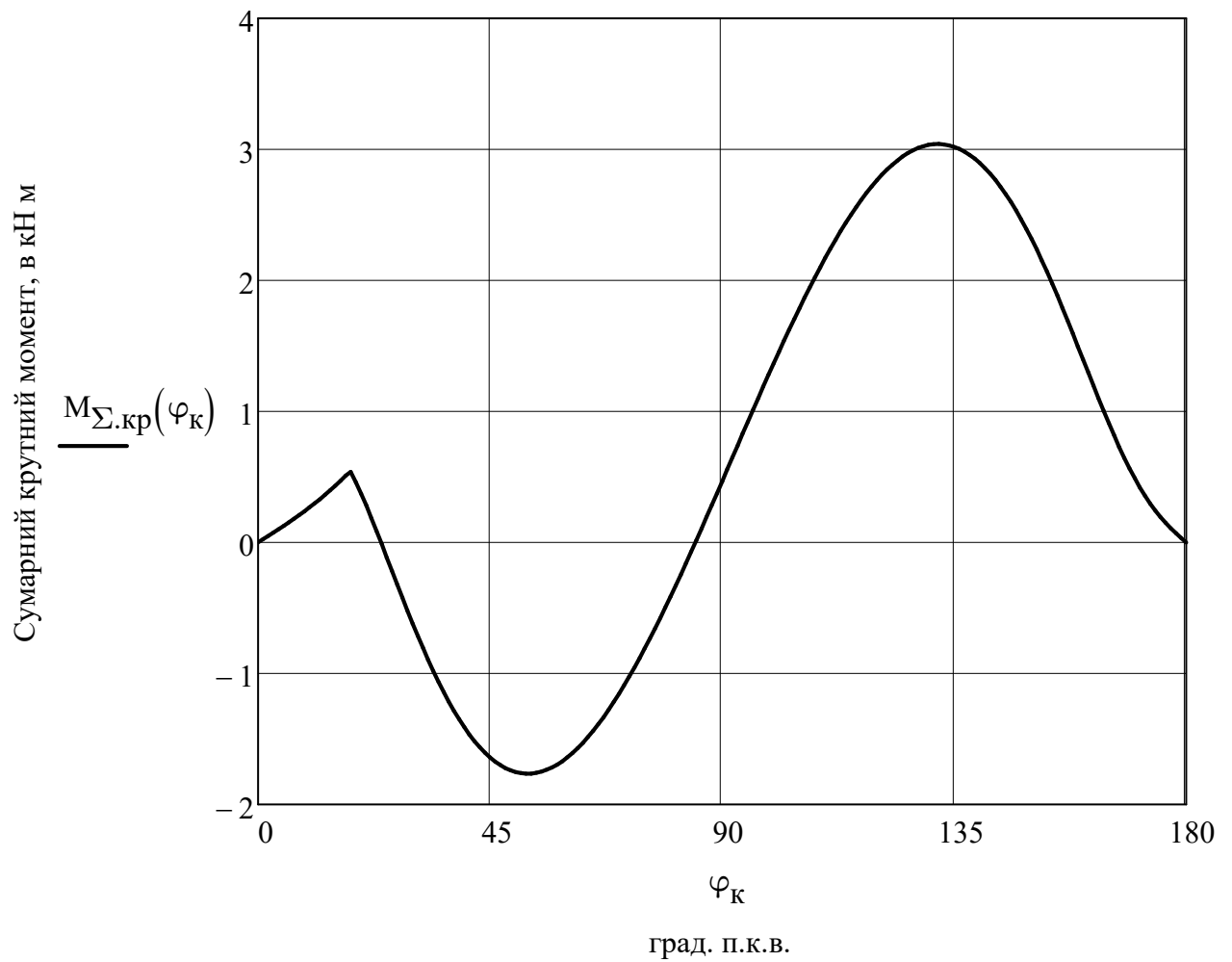


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.538$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.023$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -1.141$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.971$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -1.758$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.716$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -1.024$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.199$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.466$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.206 \times 10^{-15}$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{Q_{H.p} \cdot V_e + Q_{H.\Gamma} \cdot V_e}{3.6} = \frac{42512.38 \cdot 12.991 + 45655.156 \cdot 0.374}{3.6} = 158151.018$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 60 = 60000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{60000}{158151.018} \cdot 100 = 37.938$$

перевірка:

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 158151.018 \cdot 0.379 = 60000.000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{60000 - 60000}{60000} \cdot 100 = 0$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.13$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.13 \\ 0.06 \end{pmatrix} \cdot 158151.018 = 30048.693$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}$$

$p_{\text{ср.т}}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.6 \cdot 212.883 = 127.73$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.098^2}{4} \cdot 0.127 = 9.58 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{127.73 \cdot 9.58 \times 10^{-4} \cdot 2.5 \times 10^3 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 10.197$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 10.197 = 10196.648$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 30048.693 + 10196.648 = 40245.341$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж} / \text{кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{40245.341 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.001$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи;

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу;

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{1.153 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.126$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 0.126 = 125.507$$

Відповідно, теплота яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 30048.69 + 10196.65 + 125.51 = 40370.85$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{40370.848}{158151.018} \cdot 100 = 25.527$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 317.31 - 273 = 44.31$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в кДж/ (кг К)

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 44.31 = 29.109$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж / с

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - \delta_{p.п}) = 0.81 \cdot 33.605 \cdot 527 \cdot (1 - 0.97) = 430.179$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - \delta_{p.п}) = 0.799 \cdot 29.109 \cdot 44.31 \cdot (1 - 0.97) = 30.908$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{0.374}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (430.179 - 30.908) = 1.852$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж / с

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot \delta_{p.п} = 0.81 \cdot 33.605 \cdot 527 \cdot 0.97 = 1.391 \times 10^4$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot \delta_{p.п} = 0.799 \cdot 29.109 \cdot 44.31 \cdot 0.97 = 999.344$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{12.991}{3.6} \cdot (13909.118 - 999.344) = 46585.089$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 1.852 + 46585.089 = 46586.941$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{46586.941}{158151.018} \cdot 100 = 29.457$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_{М1} = Q_w + Q_{МД} - Q_B$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}}$$

де $\Delta_{\text{мд}}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{212.883}{966.64} \cdot 0.487 = 0.107$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.107 \cdot 158151.018 = 16945.785$$

Тоді, теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 30048.693 + 16945.785 - 40370.848 = 6623.63$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

$C_{\text{мм}} = 2.094$ Дж / кг - середня теплоємність масла;

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 6.624 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 8.787 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{8.787 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.439$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід насоса мащення, в Дж / с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 0.439 = 439.326$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 6623.63 + 439.326 = 7062.956$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7062.956}{158151.018} \cdot 100 = 4.466$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 158151.018 - \sum \begin{pmatrix} 60000 \\ 40370.848 \\ 46586.941 \\ 7062.956 \end{pmatrix} = 4130.273$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4130.273}{158151.018} \cdot 100 = 2.612$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в Дж / с	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 158151$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 60000.0$	$q_e = 37.938$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 46586.9$	$q_{\Gamma} = 29.457$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 40370.8$	$q_B = 25.527$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 7063$	$q_M = 4.466$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 4130.3$	$q_{HB} = 2.612$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 37.9 + 29.5 + 25.5 + 4.5 + 2.6 = 100$$

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	57,4	60,1	4,7
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	710	753	6,1
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,37	0,379	2,4
4	Механічний ККД	η_m	-	0,77	0,78	1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	кДж	9700	9489	-2,2
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	98	127	29,6
7	Хід поршня	S	мм	98	127	29,6

В ході роботи в даному розділі вирішувалось завдання щодо покращення вихідних показників проектного двигуна, маючи за основу показники двигуна-прототипу. Так ефективна потужність проектного двигуна на 2,6 кВт більше, ніж у двигуна прототипу. Після розрахункового визначення параметрів робочого циклу, приріст потужності склав 2,7 кВт, що більше ніж у прототипу на 4,7%.

Із збільшенням потужності проектного двигуна, паралельно спостерігається зростання його середнього ефективного тиску що у порівнянні з двигуном-прототипом склало 6,1%. Тут головним фактором що вплинув є теплотворна здатність палива. Для проектного двигуна запропоновано змішане дизельно-газове паливо, що дає сукупно більше теплоти ніж дизельне у прототипу.

Оптимізація та раціональний вибір параметрів робочого циклу проектного двигуна забезпечили зменшення питомої витрати палива (питомого тепла) у порівнянні з прототипом на 2,2%. Це відбулося за рахунок покращення ефективності змішаного циклу та підведення більшої кількості питомої теплоти.

Порівняння величини ефективного ККД показує, що він зріс на 2,4% у проектного двигуна, проти прототипу.

Завдяки застосуванню змішаного дизельно-газового палива, вдалося зменшити вигорання масла в робочому циклі, а разом і з тим зменшити втрати на тертя в парі «кільце-гільза». В результаті спостерігається незначне зростання механічного ККД проектного двигуна сягнуло 1,3%.

Правильний та обґрунтований вибір даних для розрахунку параметрів робочого циклу двигуна, забезпечили умови, при яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи проектного двигуна не змінились у порівнянні з двигуном-прототипом.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в розділі результати дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень та є основою для вирішення проблеми покращення екологічних показників за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

З ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.

3.1 Опис будови та функціонування штатної системи живлення.

Система живлення складається з паливного бака, фільтра-відстійника, паливного насоса низького тиску, паливного фільтра, паливного насоса високого тиску, форсунок і трубопроводів.

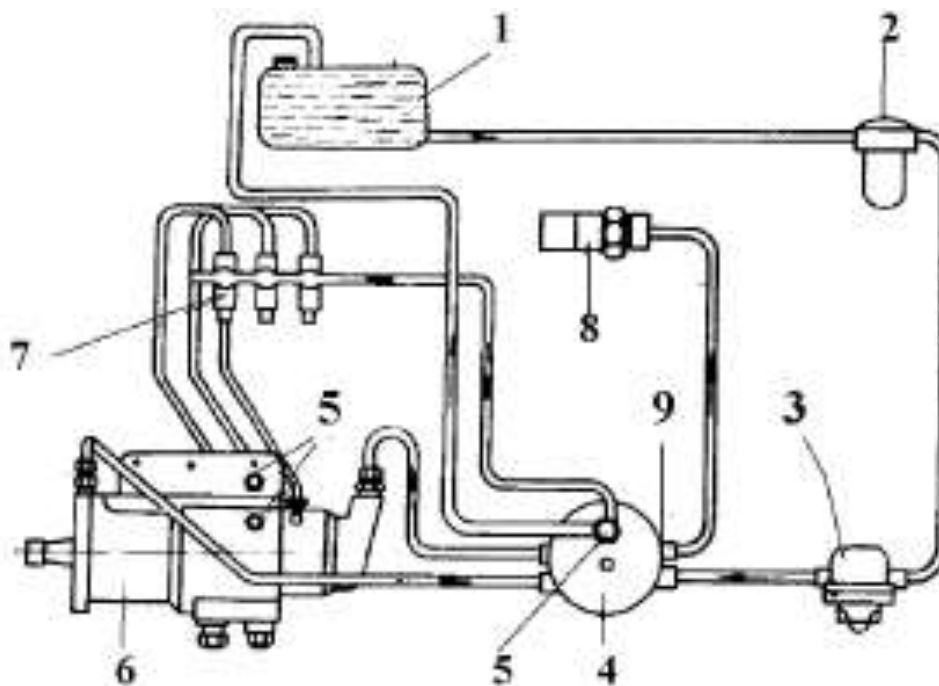


Рис. 3.1 - Схема системи живлення

1 - бак; 2 - фільтр-відстійник; 3 - паливний насос низького тиску; 4 - паливний фільтр; 5 - болт для видалення повітря; 6 - паливний насос високого тиску; 7 - форсунки; 8 - пусковий підігрівач; 9 - клапан.

Паливний насос низького тиску, мембранного типу, змонтований з правого боку блоку циліндрів. Він приводиться в дію за допомогою ексцентрика розподільного валу. Насос оснащений важелем для ручної підкачки палива, за допомогою якого видаляється повітря з системи живлення. Якщо в момент вимкнення двигуна ексцентрик знаходиться в положенні максимальної подачі, підкачка палива вручну неможлива. В цьому випадку слід повернути колінчастий вал двигуна на один оборот і лише тоді почати роботу.

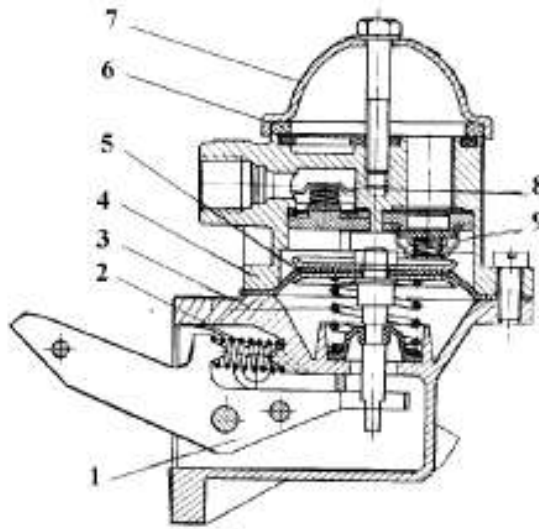


Рис. 3.2 – Паливний насос низького тиску

1 - важіль; 2 - пружини; 3 - корпус; 4 - головка; 5 - мембрана; 6 - ущільнення; 7 - кришка; 8 - нагнітальний клапан; 9 - впускний клапан.

Фільтр-відстійник призначений для очищення палива від грубих механічних включень і затримки води.

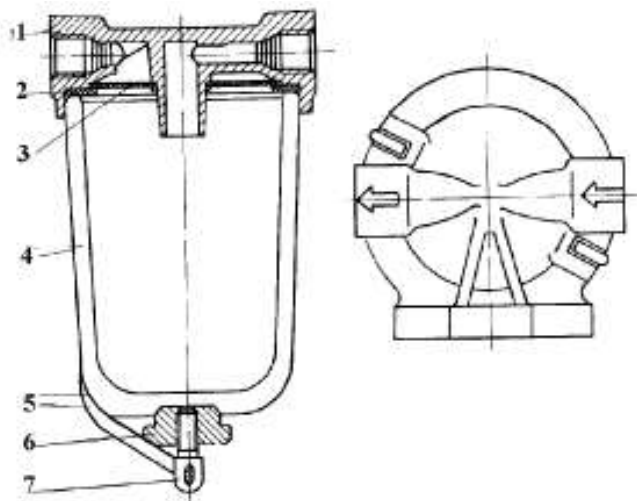


Рис. 3.3 – Фільтр-відстійник

1 - корпус; 2 - гумове ущільнення; 3 - сітчастий фільтр; 4 - стакан; 5 - скоба; 6 - гайка; 7 - гвинт.

Паливний фільтр забезпечує необхідний ступінь очищення палива, що надходить в паливний насос високого тиску. У ньому встановлено паперовий фільтруючий елемент.

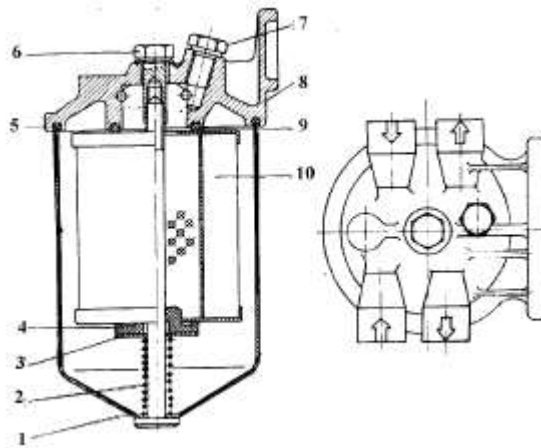


Рис. 3.4 – Паливний фільтр

1 - корпус з болтом; 2 - пружина; 3 - кільце; 4, 5, 9 - ущільнення; 6 - спеціальний болт; 7 - болт для видалення повітря; 8 - кришка; 10 - фільтруючий елемент.

Паливний насос високого тиску типу «Мефін» - розподільного типу, з механічним регулятором.

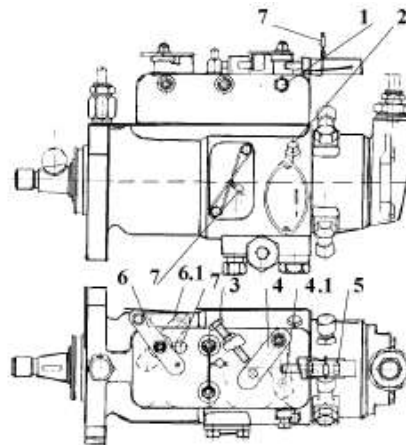


Рис. 3.5 – Паливний насос високого тиску

1,2 - пробки для видалення повітря; 3 - болт установки мінімальних оборотів; 4 - важіль подачі палива в положенні «найменша подача»; 4.1 - в положенні «найбільша подача»; 5 - болт установки максимальних обертів; 6 – важіль вимикання в робочому положенні; 6.1 - в положенні «стоп»; 7 - пломба.

Нагнітання палива здійснюється прецензійною парою (втулка-плунжер). Зупинка двигуна проводиться поворотом дозуючого клапана в положення, при якому подача палива зупиняється. Момент початку уприскування визначається автоматично регулятором, вбудованим в насос.

Форсунки здійснюють впорскування палива в циліндри двигуна. Вони монтовані в головку блоку циліндрів за допомогою шпильок і гайок. Як ущільнення між торцями форсунок використовуються мідні шайби. Регулювання тиску уприскування проводиться на стенді.

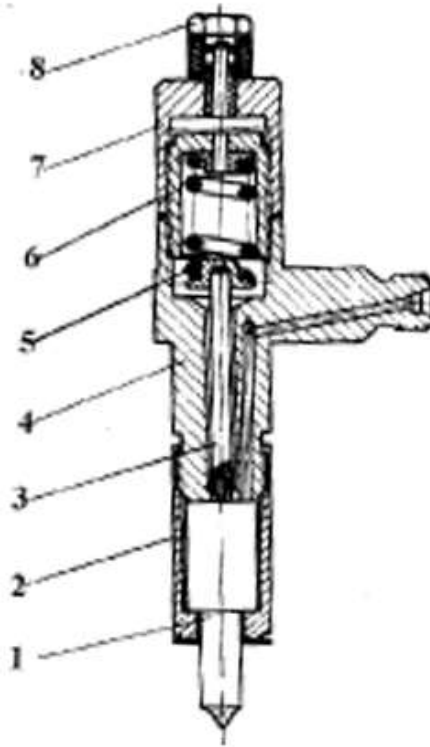


Рис. 3.6 – Форсунка

1 - розпилювач; 2 - гайка; 3 - штанга; 4 - корпус; 5 - пружина; 6 - регулююча кришка; 7 - кришка; 8 – болт

3.2 Пропозиції щодо удосконалення системи подачі палива.

3.2.1 Заходи щодо зниження шкідливих викидів двигунами внутрішнього згоряння.

Для зниження викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів та їх димності для установок з ДВЗ існують різні методи та засоби, які можна поділити на наступні групи:

- вдосконалення робочого циклу дизельних двигунів;
- вдосконалення конструкції та технології виготовлення вузлів та деталей двигуна;

- розробка додаткових методів та пристроїв, що знижують токсичність та димність відпрацьованих газів;
- використання альтернативних палив, добавок та присадок до них;
- правильна експлуатація, сучасне та якісне технічне обслуговування силових установок з ДВЗ;
- використання нетрадиційних схем двигунів;
- застосування різних комбінованих методів та засобів.

Під час застосування різних засобів, методів та конструктивних рішень, треба мати на увазі що, ти чи інше удосконалення може дати ефект зниження викидів в декілька разів, але при цьому зазвичай погіршується паливна економічність двигуна та втрачається частина потужності. Тому обираючи той чи інший засіб або метод зниження токсичності або димності відпрацьованих газів, необхідно рахувати ефект від його використання з економічною ефективністю установки в цілому.

Підвищення якості виготовлення, складання та регулювання окремих елементів та вузлів двигуна, вдосконалення його систем (зазвичай паливної та системи запалювання, та інш.) дозволяє покращити паливну економічність двигуна і як результат знизити викид токсичних складових відпрацьованих газів.

3.2.2 Вдосконалення системи подачі палива.

На дизелях що знаходяться в експлуатації, для зниження димності та токсичності відпрацьованих газів застосовують змішане паливо. Для його подачі в систему подачі палива вводять додатковий пристрій клапан регулювання початкового тиску (РПД), що забезпечує подачу в порожнину циліндру водо- або розчино-паливних емульсій, рідкої фази газу або інших як органічних, так і неорганічних добавок до палива.

Безпосередньо в даній роботі пропонується система подачі змішаного палива, основна частка якого складається з рідкого дизельного палива, а друга додаткова частка представляє собою рідку фазу пропан-бутанового палива. Будова та принцип роботи для подачі змішаного палива буде розглянуто далі.

					ПННІ НУК 14.2.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

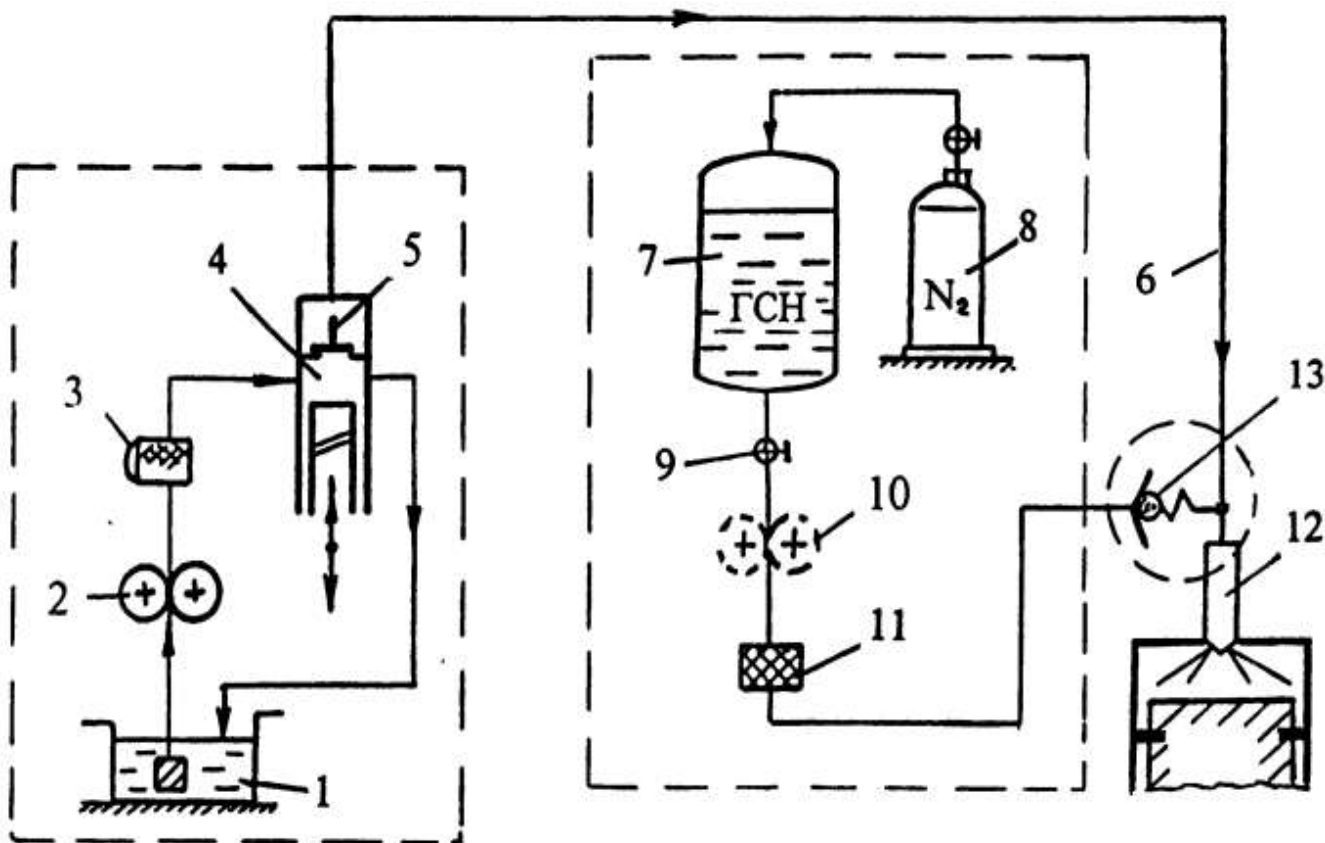


Рис. 3.7 – Принципова схема подачі зрідженого газу в дизельний двигун.

Робота системи відбувається наступним чином. Дизельне паливо з баку 1 підкачувальним насосом 2 через фільтр 3 подається в паливний насос високого тиску 4, що нагнітає паливо через нагнітальний клапан 5 в лінію високого тиску (ЛВТ) 6. Таким чином, ПНВТ 4 працює в штатному режимі на дизельному паливі або по дизельному або по газодизельному робочу циклу. При відсіканні подачі палива, коли нагнітальний клапан 5 сідає на сідло та своїм розвантажувальним паском формує в ЛВТ 6 хвилю розрідження, зворотній клапан РПТ 13 відкривається і зріджений газ із балона 7 через вентиль 9 та фільтр 11 потрапляє в ЛВТ 6, де змішується з дизельним паливом, утворюючи паливну суміш.

В наступному циклі нагнітання насосом 4 відбудеться вприскування суміші газу та дизельного палива форсункою 12 в циліндр двигуна при русі поршня в напрямку ВМТ. Потрібний тиск газового палива на вході в клапанний вузол 13 створюється або з допомогою тиску нейтрального газу (N_2 , CO_2) від окремого джерела у вигляді балону 8, або окремим підкачувальним насосом 10.

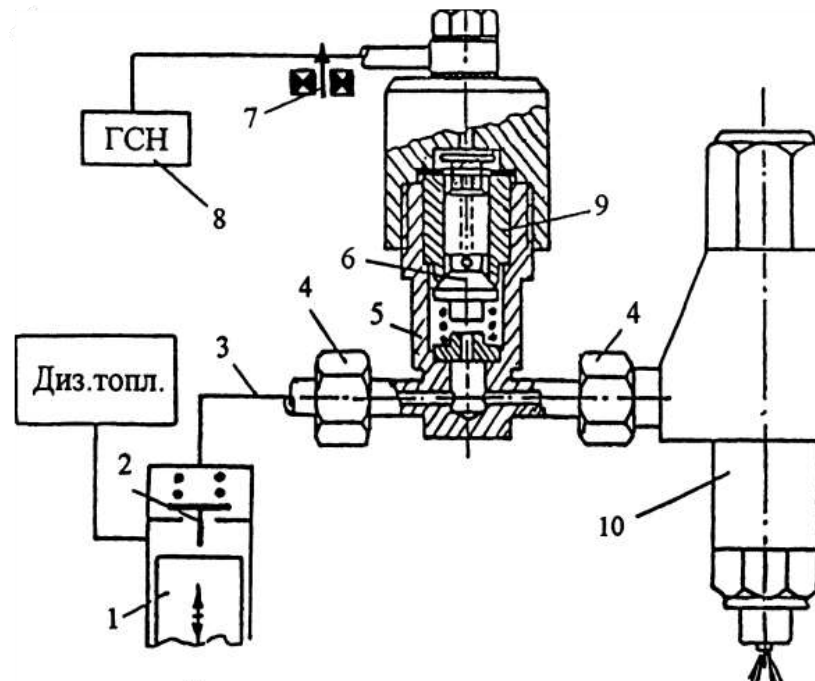


Рис. 3.8 – Принципова схема включення клапану регулювання початкового тиску в систему подачі палива в дизельний двигун

Конструктивно клапан РПТ може бути виконано в різних варіантах, один з яких наведено на рис. 3.8, де схематично показано елементи паливної апаратури та конструктивне виконання клапану РПТ.

Працює пропонована тут система наступним чином. При відсіканні подачі палива, коли клапан 2 сідає на сидло своїм розвантажувальним паском, тим самим він формує в ЛВТ 3 хвилю розрідження, при цьому зворотній клапан 6 відкривається та зріджений газ з ємності 8 потрапляє в ЛВТ 3. Внаслідок того, що хвиля розрідження декілька разів за час між циклами проходить перед клапаном 6 і відповідно декілька разів відкриває його, зріджений газ потрапляє до ЛВТ 3 декількома порціями, що забезпечує змішування його з дизельним паливом та подачу цієї газо-паливної суміші в порожнину циліндру.

Використання газу в якості добавки до основного рідкого палива суттєво знижує викид шкідливих речовин відпрацьованих газів дизеля та покращує його економічні показники, тому що вартість газу у порівнянні з дизельним паливом суттєво менше і газобалонна апаратура встановлена як додаткова до основної швидко окупається.

3.3 Розрахунок параметрів форсунки.

3.3.1 Вихідні данні для розрахунку:

Номінальна ефективна потужність двигуна, в кВт;	$P_e = 60$
Кількість циліндрів двигуна,	$i = 4$
Тактність двигуна	$\tau = 4$
Питома ефективна витрата рідкого палива, в кг/(кВт год);	$b_e = 0.217$
Питома ефективна витрата газового палива, в м ³ /(кВт год);	$v_e = 6.235 \cdot 10^{-3}$
Номінальна частота обертання колінчастого, в об/хв;	$n = 2500$
Густина рідкого палива, в кг/м ³ ;	$\rho_{p.п} = 850$
Густина газового палива, в кг/м ³ ;	$\rho_{г.п} = 2.25$
Кількість розпилюючих отворів форсунки;	$i_p = 8$
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101300$
Температура навколишнього середовища, в К	$T_a = 293$
Максимальний тиск згоряння, в кПа	$p_z = 7243$
Тиск в кінці процесу стиску, в кПа	$p_c = 4527$
Середній тиск вприскування, в кПа	$p_{cp} = 60000$
Зовнішній діаметр розпилювача, в м	$d_0 = 0.022$
Внутрішній діаметр розпилювача, в м	$d_1 = 0.005$
Діаметр розпилювача на контактній поверхні, в м	$d_3 = 0.009$

3.3.2 Розрахунок параметрів виратних параметрів форсунки.

Циліндрова потужність двигуна, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{60}{4} = 15$$

Частота обертання кулачкового валу ПНВТ, в об/хв;

$$n_K = \frac{n}{u_{\text{П.Н}}}$$

$u_{\text{П.Н}} = 2$ - передавальне число приводу ПНВТ;

$$n_K = \frac{n}{u_{\text{П.Н}}} = \frac{2500}{2} = 1250$$

Питома ефективна витрата змішаного палива, в г/(кВт год);

$$b_{\text{е.з}} = b_e + v_e \cdot \rho_{\text{Г.П}} = 0.217 + 6.235 \cdot 10^{-3} \cdot 2.25 = 0.231$$

Склад змішаного палива, в частках та %;

$$\delta_{\text{з.П}} = \delta_{\text{р.П}} + \delta_{\text{Г.П}}$$

де $\delta_{\text{р.П}} = 0.97$ - частка рідкого палива; або у % $\delta_{\text{р.П}} \cdot 100 = 97$

$\delta_{\text{Г.П}} = (1 - \delta_{\text{р.П}}) = 0.03$ - доля газового палива; або у % $\delta_{\text{Г.П}} \cdot 100 = 3$

Перевірка сумарного балансу палива, у %;

$$\delta_{\text{з.П}} = (\delta_{\text{р.П}} + \delta_{\text{Г.П}}) \cdot 100 = (0.97 + 0.03) \cdot 100 = 100$$

Густина змішаного палива, в кг/м³;

$$\rho_{\text{з.П}} = \rho_{\text{р.П}} \cdot \delta_{\text{р.П}} + \rho_{\text{Г.П}} \cdot \delta_{\text{Г.П}} = 850 \cdot 0.97 + 2.25 \cdot 0.03 = 824.567$$

Циклова подача палива, в м³/цикл

$$Q_{\text{П}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot b_{\text{е.з}} \cdot 10^3}{60 \cdot n_K \cdot \rho_{\text{з.П}}} = \frac{15 \cdot 0.231 \cdot 10^3}{60 \cdot 1.25 \times 10^3 \cdot 824.567} = 5.604 \times 10^{-5}$$

Середня швидкість палива при русі через розпилюючі отвори, в м/с

$$C_p = \sqrt{\frac{2}{\rho_{з.п}} \cdot (p_{ср} - p_{ц})}$$

$$\text{де } p_{ц} = \frac{p_z + p_c}{2} = \frac{7.243 \times 10^3 + 4.527 \times 10^3}{2} = 5.885 \times 10^3 \quad \text{кПа - середній}$$

тиск в циліндрі на момент вприску;

$$C_p = \sqrt{\frac{2}{\rho_{з.п}} \cdot (p_{ср} - p_{ц}) \cdot 10^3} = \sqrt{\frac{2}{824.567} \cdot (60000 - 5885) \cdot 10^3} = 362.294$$

Площа сумарного прохідного перерізу розпилюючих отворів розпилювача форсунки, в м²:

$$f_{ср} = \frac{6 \cdot Q_{п}}{C_p \cdot \mu_p \cdot \alpha_{впр}}$$

$\mu_p = 0.6$ - коефіцієнт витрати розпилюючих отворів

$\alpha_{впр} = 20^\circ$ - тривалість впорскування п.у. п.к.в.

$$f_{ср} = \frac{6 \cdot Q_{п}}{C_p \cdot \mu_p \cdot \alpha_{впр}} = \frac{6 \cdot 5.604 \times 10^{-5}}{362.294 \cdot 0.6 \cdot 20} = 7.734 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^2 \quad f_{ср} \cdot 10^6 = 0.077$$

Діаметр соплового отвору форсунки, в м:

$$d_p = \sqrt{\frac{f_{ср}}{0.785 \cdot i_p}} = \sqrt{\frac{7.734 \times 10^{-8}}{0.785 \cdot 8}} = 1.11 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \quad d_p \cdot 10^3 = 0.111$$

3.3.3 Розрахунок корпусу розпилювача:

Корпус розпилювача перевіряють на деформацію від зусилля затяжки гайки форсунки і напруження розриву в перерізі по розпилюючим отворах.

Площа ущільнюючого торця розпилювача, в м²

$$f_y = \frac{\pi \cdot (d_0^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot [0.022^2 - (5 \times 10^{-3})^2]}{4} = 3.605 \times 10^{-4}$$

Осьове зусилля затяжки гайки форсунки, в МН:

$$P_3 = q \cdot f_y$$

де $q = 200$ МПа - питомий тиск на торці розпилювача, забезпечуючий щільність його каналу високого тиску

$$P_3 = q \cdot f_y = 200 \cdot 3.605 \times 10^{-4} = 0.072$$

Деформація корпусу розпилювача від зусилля затяжки гайки форсунки, в мкм

$$\delta_{\text{деф}} = \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{F_3 \cdot E}$$

де $l_3 = 0.024$ м - довжина зажимаємої частини корпусу розпилювача;

$f_3 = f_y = 3.605 \times 10^{-4}$ м² - площа поперечного перерізу зажимаємої частини корпусу розпилювача

$E = 2.2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності сталі;

$$\delta_{\text{деф}} = \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{f_3 \cdot E} = \frac{10^6 \cdot 0.072 \cdot 0.024}{3.605 \times 10^{-4} \cdot 2.2 \cdot 10^5} = 21.818$$

Напруження розриву в перерізі по розпилюючим отворах.

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{смах}} \cdot [0.785 \cdot d_{\text{ко}}^2 + i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p]}{0.785 \cdot (d_{\text{нр}}^2 - d_{\text{ко}}^2) - i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p}$$

де $p_{\text{смах}} = 80$ МПа - максимальний тиск палива перед розпилюючими отворами;

$d_{\text{ко}} = 0.005$ м - діаметр кривизни розпилювача;

$d_{\text{нр}} = 0.009$ м - діаметр зовнішньої частини носика розпилювача;

$l_p = 0.003$ м - довжина розпилюючого отвору;

$$A = 0.785 \cdot d_{\text{ко}}^2 = 0.785 \cdot (5 \times 10^{-3})^2 = 1.963 \times 10^{-5}$$

$$B = i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p = 8 \cdot 1.11 \times 10^{-4} \cdot 10^{-3} \cdot 3 \times 10^{-3} = 2.663 \times 10^{-9}$$

$$C = 0.785 \cdot (d_{\text{нр}}^2 - d_{\text{ко}}^2) = 0.785 \cdot [(9 \times 10^{-3})^2 - (5 \times 10^{-3})^2] = 4.396 \times 10^{-5}$$

$$D = i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p = 8 \cdot 1.11 \times 10^{-4} \cdot 10^{-3} \cdot 3 \times 10^{-3} = 2.663 \times 10^{-9}$$

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{смах}} \cdot (A + B)}{C - D} = \frac{80 \cdot (1.963 \times 10^{-5} + 2.663 \times 10^{-9})}{4.396 \times 10^{-5} - 2.663 \times 10^{-9}} = 35.721$$

Розраховане значення не повинно перевищувати $(\sigma_p) = 80$ МПа. Отриманий результат задовільняє поставленій вимозі.

3.3.4 Розрахунок голки форсунки:

Питомоме навантаження між запираючим конусом голки та корпусу розпилювача, в МПа.

$$K = \frac{p_{\text{нв}} \cdot (d_{\Gamma}^2 - d_{\text{к}}^2)}{d_{\text{к}}^2 - d_{\text{у}}^2}$$

де $p_{\text{нв}} = 27$ МПа - тиск початку впорскування;

$d_{\Gamma} = 0.008$ м - діаметр голки;

$d_{\text{к}} = 0.0056$ м - діаметр основи запираючого конуса голки;

$d_{\text{у}} = d_{\text{ко}} = 5 \times 10^{-3}$ м - діаметр вершини запираючого конуса голки;

$$K = \frac{p_{\text{нв}} \cdot (d_{\Gamma}^2 - d_{\text{к}}^2)}{d_{\text{к}}^2 - d_{\text{у}}^2} = \frac{27 \cdot [(8 \times 10^{-3})^2 - (5.6 \times 10^{-3})^2]}{(5.6 \times 10^{-3})^2 - (5 \times 10^{-3})^2} = 138.566$$

Розраховане значення не повинно перевищувати $(K) = 350$ МПа. Отриманий результат задовільняє поставленій вимозі.

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принцип роботи штатної системи подачі рідкого палива. Розглянуто можливі шляхи та напрямки удосконалення двигуна щодо зниження токсичності та димності відпрацьованих газів. Серед розглянутих методів та засобів обрано шлях використання альтернативних палив та добавок до основного палива, як варіант вирішення проблеми забруднення навколишнього середовища шкідливими компонентами відпрацьованих газів. Запропоновано систему подачі змішаного палива на базі клапану регулювання початкового тиску. Виконано розрахунок основних параметрів та елементів форсунки, з урахуванням подачі змішаного палива.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		65

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації газодизеля.

У процесі експлуатації газодизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

По характеру впливу компонентів, що містяться в ОГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO_2 .

IV-а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів газодизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної

витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів газодизельних двигунів є окиси азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO₂. Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату.

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, з точки зору покращення його екологічних показників найбільшого поширення набули наступні:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення;
- в) рециркуляція відпрацьованих газів;
- г) застосування висоякісних палив та присадок до них;
- д) нейтралізація відпрацьованих газів;

4.2 Охорона праці при обслуговуванні газодизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал по обслуговуванні дизеля:

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

Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

Згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

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

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

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

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пасу, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,6/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Рівень шуму в Дб, вироблений двигуном 4ГЖЧ 9,8/12,7 визначається по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 2500$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 60$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2500 + 60^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{2500}{2500}\right) \right] = 85,452;$$

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації в Дб, для двигуна 4ГЖЧ 9,8/12,7 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 650$ кг;

f – частота обертання, $f = 41,6$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \cdot \left[\frac{2500 \cdot 60^{0.55} \cdot \left(\frac{1+60}{650} \right)}{1 + \left(\frac{1}{2500} \right)^3 \cdot \frac{650}{60}} + 30 \cdot \lg \left(\frac{2500}{2500} \right) \right] = 82,153;$$

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

Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

4.3 Висновок по розділу

З проведених розрахунків шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал.

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та ін., було запропоновано ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна серед яких: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном, використання засобів індивідуального захисту обслуговуючим персоналом, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

ВИСНОВКИ

В даній роботі вирішено проблему покращення екологічних показників двигуна автотранспорту, номінальною потужністю 60 кВт, спроектованого на базі прототипу 4Ч 9,8/12,7, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування спроектованого двигуна, яким є універсальний навантажувач Балканкар «Рекорд-2». Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу Д-3900К, а також принципи роботи його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу спроектованого двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів спроектованого двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто будову та принцип роботи штатної системи подачі рідкого палива. Проаналізовано шляхи та напрямки зниження токсичності та димності відпрацьованих газів. Для вирішення проблеми зниження токсичності та димності відпрацьованих газів, розглянуто та запропоновано систему подачу змішаного палива, з введенням в систему клапану регулювання початкового тиску. Розраховано параметри форсунки з урахуванням подачі змішаного палива. Запропоноване рішення дозволило вирішити проблему зниження токсичності при збереженні економічності двигуна.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище, а також визначено можливі небезпеки, що можуть виникнути під час його експлуатації або обслуговуванні. Надано практичні рекомендації щодо їх зменшення їх негативного впливу. Визначено рівні шуму та вібрації для спроектованого двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.22.09.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Бондаренко М.І., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ – 48 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

4. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці