

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 ефективних показників дизельного двигуна, потужністю 882 кВт, при роботі на змішаному паливі з вдосконаленням конструкції форсунки. Прототип 6ДН 12/2х12.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-20

(підпис) **Пархоменко І.В.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Нестеренко В.В.**

Первомайськ - 2022 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2022 р.

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

Студенту Пархоменко Іллі Васильовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників дизельного двигуна, потужністю 882 кВт, при роботі на змішаному паливі з вдосконаленням конструкції форсунки. Прототип 6ДН 12/2х12»

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.02.22 за № 10.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі **17.05.2022** року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ДН 12/2х12, номінальною потужністю 882 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 конструкції форсунки.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення танка (ГК), 2. Двигун 6ДН 12/2х12 (СК)

3. Схема системи подачі палива (ПС), 4. ПНВТ / Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання **«16» лютого** 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис 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 конструкції форсунки	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 кресленням форсунки	12.05.2022	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2022	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2022	

Студент

_____ (підпис)

Пархоменко І.В.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Нестеренко В.В.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання реалізовано завдання щодо покращення ефективних показників танкового двигуна працюючого на змішаному паливі, номінальною потужністю 882 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ДН 12/2х12, за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

Описано об'єкт на який встановлено двигун, яким є основний бойовий танк БМ «Оплот». Розглянуто особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу, а також його систем та механізмів.

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 проблеми, що виникають під експлуатації з системою подачі палива. Запропоновано використання змішаного палива в системі подачі палива для покращення ефективних та екологічних показників дизеля. Запропоновано конструктивне доопрацювання форсунки для подачі змішаного палива. Розраховано параметри гідравлічні параметри форсунки, та параметри міцності її складових елементів.

В роботі розглянуто основні проблеми щодо шкідливого впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Проаналізовано можливі небезпеки, що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектованого двигуна.

Ключові слова: основний бойовий танк, двигун, робочий цикл, система подачі палива, форсунка, вібрація, шум.

Annotation

In qualification work, according to the task, the task of improving the efficient indicators of tank engine operator on mixed fuel, with a nominal capacity of 882 kW, designed on the basis of the prototype 6DN 12/2x12, by improving the design of the nozzle

The object is described, which is the engine, which is the main combat tank of BM "Oplot". The features of the design and operation of the prototype, as well as its systems and mechanisms are considered.

The calculation of the operating cycle of the engine was calculated, on the basis of which the theoretical and real indicator diagram is constructed. The magnitudes of forces and moments operating in the crank mechanism of the engine and the components of the external thermal balance are determined.

The structure of the regular fuel supply system is described. The problems that arise under the fuel supply system are analyzed. The use of mixed fuel in the fuel supply system to improve the efficient and environmental indicators of the diesel. Constructive refinement of the nozzle for the supply of mixed fuel is proposed. The parameters of the hydraulic nozzle parameters and the strength parameters of its constituent elements are calculated.

The work considers the main problems regarding the harmful effects of toxic components of the exhaust gases on the environment. The possible hazards that may occur during the repair and operation of the engine are proposed for preventing them. The level of noise and vibration of the projected engine is determined.

Keywords: main combat tank, engine, work cycle, fuel supply system, 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.....	9
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	32
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	38
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 КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ.....	53
3.1. Опис будови та принципу дії штатної системи подачі палива.....	53
3.2. Пропозиції щодо удосконалення конструкції форсунки.....	62
3.3. Розрахунок параметрів форсунки	63
3.4. Висновки по розділу.....	68
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	69
4.1. Захист навколишнього середовища.....	69
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	70
4.3 Висновок по розділу	73

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Пархоменко</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Нестеренко</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Нестеренко</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко</i>						
						<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>
							<i>Аркушів</i>
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ..... 74

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 75

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 6ДН 12/2х12

Додаток 2 Специфікація ПНВТ

Додаток 3 Специфікація Форсунка

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Вимоги європейських санітарних стандартів щодо складу вихлопних газів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) передбачають використання екологічно більш чистих палив з низьким вмістом сірки. Однак використання дизельного палива з низьким вмістом сірки призводить в свою чергу до погіршення його експлуатаційних властивостей, серед яких наприклад змащувальні. Одним з найбільш перспективних способів покращення якості палива є додавання добавок на основі рослинних олій.

Велика потреба в змішаних паливах вимагає науково-обґрунтованого пошуку шляхів для покращення технологічних процесів для його отримання. Тому одним з ключових завдань для силових установок на базі ДВЗ є створення ефективних комплексних технологій для отримання високоякісних змішаних палив для ДВЗ, які відповідають сучасним експлуатаційним та екологічним вимогам.

Відповідно завдання покращення ефективних показників дизельного двигуна за рахунок використання якісного змішаного палива є **актуальним** і буде вирішено в ході даної роботи, що передбачає доопрацювання штатної системи подачі палива з урахуванням застосування змішаного палива.

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті планується вирішити питання щодо покращення ефективних показників дизельного двигуна, номінальною потужністю 882 кВт, працюючого на змішаному паливі, за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом дії його систем та механізмів;
- 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;

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

- проаналізувати принцип роботи штатної системи подачі палива двигуна-прототипу, та надати рекомендації щодо її вдосконалення;

- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також 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 що відбуваються в системі подачі палива, та їх вплив на роботу двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних із використанням в двигуні змішаного палива, та пошуку шляхів щодо їх вирішення завдяки конструкторському рішенням.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

БМ «Оплот» - сучасний український основний бойовий танк, розроблений Харківським конструкторським бюро машинобудування. Головний конструктор машини – Борисюк Михайло Дем'янович. Виробництво першого танка почалося в кінці 2008 року і зайняло три місяці. У травні 2009 року танк був прийнятий на озброєння Збройних сил України під назвою БМ «Оплот».



Рис. 1.1 – Основний бойовий танк ЗСУ Т-62БМ «Оплот»

Основний бойовий танк Оплот-М є бойовою гусеничною машиною, яка має високу вогневу міць, надійний захист і високу рухливість.

Танк призначений для ураження вогнем усіх видів наземних (надводних) і низколетючих на малих швидкостях повітряних цілей в умовах вогневої протидії супротивника. Рішення широкого кола бойових завдань можливе у різних кліматичних, метеорологічних і дорожніх умовах в діапазоні температури навколишнього середовища від мінус 40 °С до плюс 55 °С, відносній вологості повітря до 98 % при температурі плюс 25 °С, висоті до 3000 м над рівнем моря і запиленості повітря, що зустрічається при реальній експлуатації.

Основним озброєнням танка є 125-мм гладкоствольна гармата КБА3, що має довжину ствола 48 калібрів і забезпечена автоматом заряджання конвеєрного типу. Гармата оснащена ежектором порохових газів, термокожухом і стабілізована у двох площинах.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Ствол гармати виконано швидкознімним і може бути замінений в польових умовах без демонтажу башти з танка. Боєкомплект гармати становить 46 пострілів роздільно-гільзового заряджання, з них 28 розміщені в автоматі заряджання. БМ «Оплот» здатний вести вогонь бронебійно-підкаліберними, кумулятивними, осколково-фугасними снарядами і ПТКР «Комбат» з напівактивною системою управління за лазерним променем.

Скорострільність танка становить до 8 пострілів/хв. (7-12,5 сек. на заряджання одного пострілу), що досягається за рахунок автомата заряджання і тандемного досилання (снаряд-заряд) за один цикл. Час завантаження конвеєра автомата заряджання пострілами становить 15-20 хв. Також передбачені дублюючі приводи конвеєра автомата заряджання і ручний механізм заряджання. Система дистанційного керування зенітною установкою складається з кулемета КТ-12,7 мм. Спарений з гарматою кулемет КТ-7,62 мм має боєкомплект 1250 патронів.

Танк БМ «Оплот» має комбіновану систему захисту, що включає в себе пасивну броню, протитанDEMний вбудований динамічний захист і низку інших систем, що підвищують виживаність танка на полі бою. Забезпечується зниження характеристик бронебійних оперених підкаліберних снарядів і кумулятивних засобів ураження, в залежності від типу, до 90 % від штатної, та захист від засобів ураження типу «ударне ядро».

Корпус і башта танка БМ «Оплот» виготовлені з високоміцної протиснарядної броньової сталі. Конструкція корпусу і башти, а також танка в цілому, розраховувалася на необхідний ступінь ослаблення проникаючої радіації. В конструкції танка БМ «Оплот» для оптимізації захисних властивостей застосовані одно-двохперешкодна, комбінована і екранована броня. Для зниження маси танка БМ «Оплот» застосований диференційований броньовий захист, що включає в себе різні композитні матеріали такі як скло-текстоліт, пористі блоки, заповнені квазіпружною рідиною та ін. Для запобігання пробиття корпусу та башти боєприпасами з тандемними бойовими частинами, встановлено протитанDEMний вбудований динамічний захист нового покоління «Дуплет», споряджений пристроями кумулятивного захисту українського виробництва.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Шляхом застосування щільних зварних швів і установки ущільнювальних прокладок забезпечується герметичність корпусу та башти танку. Це виключає затоплення танка у воді, і необхідна для захисту екіпажу і внутрішнього обладнання від ураження дрібними осколками, свинцевими бризками від куль, горючими рідинами, ударною хвилею, бойовими отруйними, бактеріологічними та радіоактивними речовинами.

На танк «Оплот» встановлено опозитний дизельний двигун 6ТД2 потужністю 1200 к.с. Двигун здатен ефективно працювати за будь-яких погодних умов, у тому числі при високих температурах навколишнього середовища, в умовах пустелі при температурах навколишнього середовища до 55 °С. Завдяки своїй силовій установці танк має питому потужність 26 к.с./т, що забезпечує йому високу прийомистість і добру маневреність при русі з однієї вогневої позиції на іншу. Місткість паливних баків становить 700 літрів, та ще 440 літрів палива перебувають у паливних баках, розташованих на надгусеничних полицях. Запас ходу по паливу становить 400 км.

Вхідний пристрій двигуна забезпечує надходження у двигун повітря з найменш запиленої точки танка, та дозволяє танку долати водні перешкоди глибиною до 1,8 м без підготовки. Система очищення повітря дозволяє експлуатувати танк в спекотних і запилених умовах в обсязі 1000-кілометрового пробігу без необхідності міняти фільтри, та умовах радіоактивного зараження.

Коробка передач планетарного типу з автоматичним перемиканням передач має 7 передач вперед і 4 назад. Максимальна швидкість – 70 км/год вперед і 35 км/год заднім ходом. Нова комплексна система керування рухом танка забезпечує плавний поворот як під час руху, так і на місці, а також покращує динамічні характеристики розгону танка за рахунок забезпечення перемикання передач в оптимальному режимі.

Ходова частина БМ «Оплот» з кожного борту складається з шести здвоєних обгумлених опорних котків діаметром 670 мм, п'яти підтримуючих котків діаметром 225 мм. Внизу, в носовій частині корпусу закріплені гумові спідниці, покликані знижувати запиленість при їзді.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

1.2 Опис двигуна прототипу.

Двигуни серії 6ТД – двотактні опозитні 6-ти циліндрові дизельні двигуни, створені під керівництвом М. К. Рязанцева у Харківському конструкторському бюро з двигунобудування (ХКБД). Існують модифікації 6ТД-1, 6ТД-2, 6ТД-3, 6ТД-4 потужністю від 1000 до 1500 к.с. і призначені для встановлення на танки.

Двигуни 6ТД можуть працювати на різних видах палива, зокрема: дизельне паливо, бензин, гас, паливо для реактивних двигунів, або їхні суміші у будь-якій пропорції.

Двигун 6ТД складається з кривошипно-шатунного механізму, що включає нерухомі і рухливі вузли; механізму передач; агрегатів наддуву; систем: живлення паливом, регулювання і управління, мастила, охолодження, суфлірування, пуску і пристроїв для його полегшення, періодичного миття компресора; аварійно-попереджувальної сигналізації і захисту двигуна.

До нерухомої частини кривошипно-шатунного механізму відносяться блок, картери, циліндри, корпус передачі і плита турбіни, що утворюють у зборі остов двигуна.

До рухливої частини кривошипно-шатунного механізму відносяться колінчасті вали з шатунами і поршнями.



Рисунок 1.2 – Зовнішній вигляд танкового двигуна 6ТД

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

У блоці встановлюються шість циліндрів і колінчасті вали: впускний і впускний. Діаметр циліндра і хід поршня однакові і дорівнюють 120 мм. Порядок роботи циліндрів – 1-5-3-6-2-4. У кожному циліндрі встановлюються два поршні - впускний і впускний. За допомогою шатунів поршні пов'язані з колінчастими валами, встановленими паралельно в роз'ємних корінних підшипниках блоку.

Підвіски корінних підшипників колінчастих валів стягнуті з блоком чотирнадцятьма силовими болтами, на яких замикаються сили тиску газів, що діють на кривошипно-шатунний механізм. До блоку шпильками кріпляться картери впускного і впускного колінчастих валів. Картери закривають порожнини колінчастих валів. У блоці є порожнини для проходження охолоджувальної рідини, масляні і паливні канали.

У подовжніх розточуваннях нижньої частини блоку розміщуються відсмоктувальні масляні насоси. У розточуванні верхньої частини блоку на підшипниках ковзання встановлений кулачковий вал приводу паливних насосів високого тиску.

У центральному поясі циліндрів знаходяться форсунки системи живлення двигуна паливом і хлипаки системи пуску двигуна стислим повітрям. Впускні вікна циліндра з'єднуються з двома впускними ресиверами подовжніми каналами, виконаними у відливанні блоку.

З боку першого циліндра до блоку кріпиться плита турбін, призначена для установки турбіни і водяного насоса. З боку шостого циліндра до блоку кріпиться корпус передачі, що складається з плити і кришки передачі. У корпусі передачі монтується шестерні головної передачі, що зв'язують колінчасті вали і шестерні приводів агрегатів.

На кришці передачі розміщуються: компресор, масляний нагнітаючий насос, паливопідкачувальний насос, регулятор, шестерінчастий насос систем суфлірування, датчик тахометра. До плити передачі кріпиться повітряний компресор високого тиску і розподільник повітря.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Згори на двигуні встановлені: паливні насоси високого тиску, закриті кришкою, стартер-генератор, водяний колектор, паливний фільтр тонкого очищення палива, підігрівач системи автономного факельного підігрівання впускного повітря, дозатор систем уприскування олії, масляний відцентровий фільтр, влаго- масловіддільник і сапун системи суфлювання.

Двигун з'єднується з трансмісією об'єкту двома зубчастими муфтами, встановленими на кінцях випускного колінчастого валу. Для кріплення двигуна використовуються два опорні бугелі, закріплених на блоці і картері випускного колінчастого валу в місцях виходу кінців валу, і шарнірна опора, встановлена в нижній частині картера впускного колінчастого валу. У проточку бугеля, розташованого з боку турбіни, при монтажі двигуна в об'єкт встановлюються два сталеві півкільця, які забезпечують жорстку фіксацію двигуна в корпусі об'єкту. Рухливі елементи шарнірної опори сприймають температурні розширення двигуна як уздовж осі колінчастого валу, так і уздовж осі циліндрів, а також компенсують відхилення площини днища об'єкту до 3° у будь-якому напрямі.

Остов складається з блоку, картерів впускного валу і випускного валу, корпусу передач, плити турбін і циліндрів.

Блок є складним відливанням, розділеним перегородками на ряд порожнин. У тілі блоку виконана система каналів і свердлінь, що забезпечують підведення що охолоджує рідини, олії і палива до вузлів і агрегатів систем двигуна. Матеріал блоку - алюмінієвий сплав АЛ5. У середній частині блоку перпендикулярно осям колінчастих валів виконані шість отворів з сім'ю посадочними поясами для установки циліндрів.

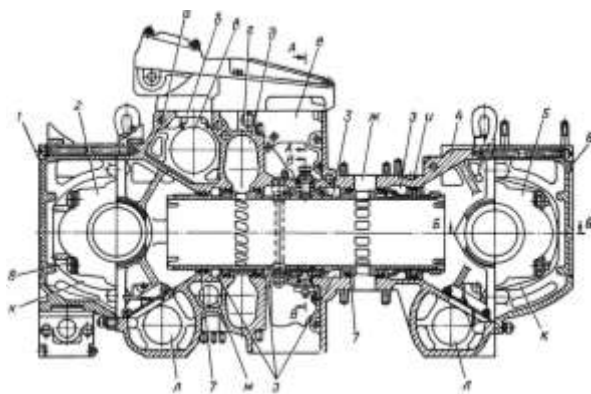


Рисунок 1.3 – Блок циліндрів

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Після установки циліндра з кільцями ущільнювачів посадочні пояси розділяють вільний об'єм на шість порожнин. Вхідна і середня порожнини для охолоджувальної рідини суміжних циліндрів повідомляються між собою через вікна в пері городках блоку, що розділяють циліндри. Отвори служать для відведення охолоджувальної рідини в колектор, встановлений і закріплений шпильками на верхній площині блоку.

Порожнина у блоці навколо продувальних отворів циліндра утворює продувальний ресивер, сполучений з верхнім і нижнім пат рубками виходу з нагнітача. Порожнини для випуску газів, що відпрацювали, повідомляються через отвори ж з випускними колекторами.

У середньому широкому посадочному поясі розташовані шість отворів для установки чотирьох корпусів форсунок, штуцера пускового хлипака і стопорного пальця циліндра з кільцями ущільнювачів.

У бонках перегородок блоку виконані отвори для про ходу силових болтів, що утримують підвіски з вкладишами підшипників колінчастого валу. Голівки силових болтів і гайки спираються на сферичні шайби.

Вкладиші підшипників колінчастих валів розточуються у блоці при встановлених і затягнутих підвісках. Кожен підшипник колінчастого валу складається з двох сталевих половинок, робоча поверхня яких залита свинцевою бронзою.

Вкладиші від осьового переміщення фіксуються буртами, а від провертання - штифтами, що запресованими в підвіски підшипників колінчастого валу і входять в пази буртів вкладишів.

У верхній частині блоку виконані шість отворів би для установки паливних насосів. Нижче цих отворів в перегородках блоку виконані отвори для підшипників ковзання кулачкового валу приводу паливних насосів. Підшипники кулачкового валу від провертання фіксуються стопорними гвинтами. Отвори служать для установки голчастих підшипників валика управління паливними насосами. У нижній частині блоку виконані розточування

для установки відкачувальних насосів, а у центральній для розміщення паливної апаратури.

Картери відлиті з алюмінієвого сплаву, кріпляться до блоку шпильками і фіксуються циліндричними штифтами. Площини роз'єму картерів проходять по осях розточувань під опори колінчастих валів. Порожнини картерів сполучені між собою в нижній частині порожнинами, виконаними в корпусі передачі.

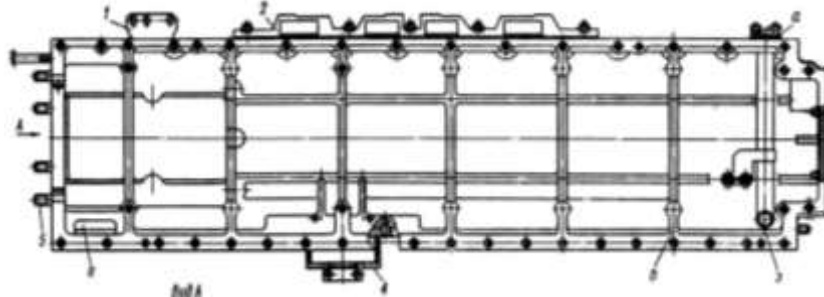


Рисунок 1.4 – Картер валу двигуна

Циліндри виготовлені з трубної заготовлі - стали 38Х2МЮА з азотуванням внутрішньої поверхні. Циліндри встановлюються у блок горизонтально. Для установки у блок на зовнішній поверхні циліндра виконані п'ять посадочних поясів а і напресований кінцевий бандаж з шостим посадочним поясом. У канавках кожного паса циліндра встановлюється по два гумові кільця ущільнювачів, що є опорами циліндра у блоці. Гумові кільця ущільнюють порожнини для проходу охолоджувальної рідини, відділяючи їх від внутрішнього об'єму картера і від порожнин для проходу повітря і газів, що відпрацювали.

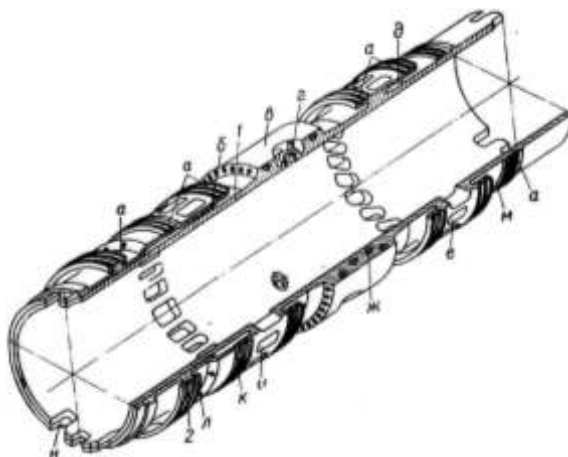


Рисунок 1.5 – Циліндр двигуна

Поршень є однією з найбільш навантажених деталей кривошипно-шатунного механізму. Для забезпечення більшої надійності поршень виконаний складеним. Штампований корпус виготовлений з алюмінієвого сплаву АК4-1. Бічна поверхня корпусу поршня виконана бочкоподібною по висоті і овальною в поперечному перерізі. На бічних поверхнях впускних і випускних поршнів виконаний мікро рельєф: на впускних поршнях у вигляді сітки для збільшення маслоємності; на випускних поршнях у вигляді проточок.

Опорами поршневого пальця служать бобишки в корпусі поршня із запресованими сталевими азотованими втулками, які фіксуються штифтами. На корпус поршня напресований сталевий кільцетримач для двох кілець-ущільнювачів, а в днищі корпусу поршня запресована сталева вставка, що центрує накладку і проставку. Нижче отвору для поршневого пальця виконані три канавки: верхня - для встановлення додаткового ущільнюючого кільця, в двох інших канавках встановлюються маслосборні кільця. У нижній канавці виконані отвори для відведення олії, що знімається із стінок циліндра.

Накладка служить тепловим бар'єром, що запобігає перегріву алюмінієвого корпусу поршня. Накладка виготовлена із сталі 20Х25Н20С2 з термодифузійним хромуванням поверхні камери згорання. Поглиблення в накладках поршнів що рухаються протилежно, утворюють камеру згорання..

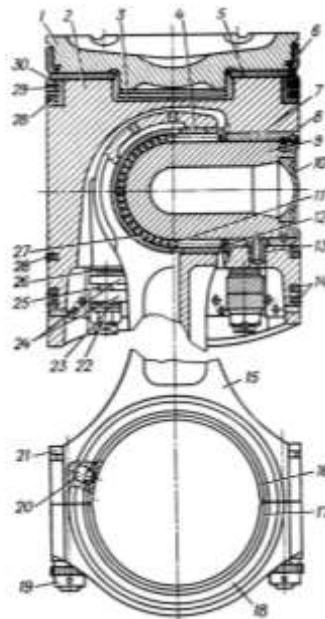


Рисунок 1.6 – Шатунно-поршнева група

Жарове кільце у поєднанні з двома верхніми кільцями ущільнювачів забезпечує герметичність камери згорання. Тонкостінне жарове кільце, виконане нерозрізним, забезпечує чітке відкриття і закриття впускних і випускних вікон циліндра. Усі поршневі кільця виготовляються із сталі 4Х5МФ1С.

Робоча поверхня кілець ущільнювачів і жарового кільця впускного поршня має зносостійке хромовольфрамове і припрацьоване дисульфидмолибденове покриття. Хромовольфрамове покриття для кращої маслomisності виконане пористим. На робочій поверхні жарового кільця випускного поршня виконано маслоутримуючий мікрорельєф у вигляді гвинтової канавки. Маслоз'ємні кільця мають зносостійке хромове покриття.

Поршковий палець виготовляється із сталі 20Х2Н4А-Ш, робоча поверхня якого цементується. Внутрішня порожнина пальця герметизована сталевими заглушками. Осьова фіксація пальця в поршні забезпечується стопорними кільцями, встановленими в канавках втулок поршня. Голчастий підшипник складається з двох лав голчастих роликів, розділених кільцем і обмежувальними кільцями.

Шатун виготовлений із сталі 18Х2Н4МА. Стрижень шатуна має двотавровий переріз. Полиці двутавра розташовані перпендикулярно до площини гойдання шатуна. По осі шатуна в середній полиці двутавра виконаний отвір, через який олія подається від кривошипної го шпритні шатуна до поршневої голівки. У отвір поршневої голівки встановлюється втулка. На зовнішній поверхні втулки виконаний мікрорельєф.

У поршковій голівці шатуна є чотири отвори для забезпечення змащування голчастого підшипника бризками мастила і сім отворів, через які подається олія для охолодження днища поршня.

Кривошипна голівка шатуна виконана роз'ємною. Кришка шатуна кріпиться до шатуна чотирма призонними болтами з шліцьовими гайками. Гайки стопоряться шплінтами, загальними для суміжних болтів. У кривошипній голівці шатуна встановлюються дві половинки шатунового вкладиша, ковзання кривошипної голівки шатуна, що утворюють підшипник. Шатунні вкладиші

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

тонкостінні, біметалічні, мають олово-свинцеве покриття. Шатунові вкладиші фіксуються двома штифтами, запресованими в шатун і кришку.

Двигун має два колінчасті вали. Колінчастий вал, сполучений шатунами з впускними поршнями, називається впускним, а вал, сполучений з випускними поршнями, - випускним. Колінчасті вали сполучені між собою головною передачею і обертаються синхронно в одному напрямі.

Вали виготовлені штампуванням з високолегованої сталі 18Х2Н4МА-Ш. Кожен колінчастий вал виконаний за повноопорною схемою і має 6 шатунних і 7 корінних шийок. Четверті корінні підшипники є упорними, обмежуючими осьові переміщення валів. Для зменшення маси кривошипів шийки колінчастих валів виконані порожнистими. Масляні порожнини в усіх корінних і шатунних шийках герметизуються заглушками.

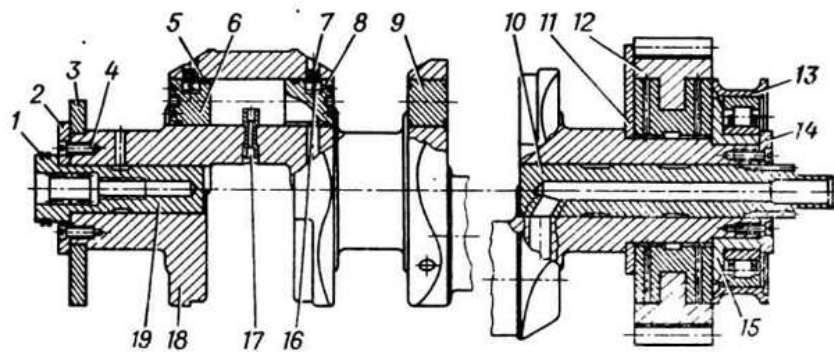


Рисунок 1.7 – Колінчастий вал

1.3 Висновки по розділу.

В ході роботи над розділом, було розглянуто функціональне призначення об'єкту встановлення проектного двигуна - основний бойовий танк Т-62БМ «Оплот» та описано завдання які він має вирішувати.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його механізмів, вузлів та систем. Оцінено можливості щодо покращення ефективних показників двигуна-прототипу за умови роботи на змішаному альтернативному паливі із збереженням показників надійності та довговічності роботи.

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 882$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 2600$

Ступінь стиску $\varepsilon = 17$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні, згідно [1, ст. 8] $\alpha = 2.410$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_k = 226$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_0 = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T_a = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 180$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 700$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.12$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "z" згідно [1, ст. 10] $\xi_z = 0.94$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "b" згідно [1, ст. 10] $\xi_b = 0.98$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.97$

Частка ходу поршня, втрачена на газообмін згідно [1, ст. 10] $\phi_n = 0.08$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015 (75%) + ріпакова олія (25%)

Середній елементарний склад палива

$C = 0.8375$; $H = 0.126$; $O = 0.0365$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 40984.24$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.838}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.037}{32} \right) = 0.477$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.477 = 13.807$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2.41 \cdot 0.477 = 1.149$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.838}{12} = 0.07$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2.41 - 1) \cdot 0.477 = 0.141$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2.41 \cdot 0.477 = 0.908$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.07 \\ 0.063 \\ 0.141 \\ 0.908 \end{pmatrix} = 1.182$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right]$$

де $n_k = 1.4$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$\eta_{k.ad} = 0.9$ - адіабатний ККД компресора, згідно [1, ст. 12]

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{226}{101.3} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]}{0.9} \right] = 376.9$$

Температура повітря в ресивері, в К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0)$$

де $\eta_o = 0.85$ - ККД системи охолодження повітря, згідно [1, ст. 12]

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) = 376.89 - 0.85 \cdot (376.89 - 293) = 305.584$$

Температура в кінці процесу наповнення, в К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma'_r \cdot T_r}{1 + \gamma'_r}$$

де $\gamma'_r = 0.028$ - коефіцієнт залишкових газів обраний в першому наближенні;

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma'_r \cdot T_r}{1 + \gamma'_r} = \frac{305.584 + 10 + 0.028 \cdot 700}{1 + 0.028} = 326.054$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Тиск повітря в ресивері двигуна, в кПа

$$p_s = p_k - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{\text{охл}} = 5$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_s = p_k - \Delta p_{\text{охл}} = 226 - 5 = 221$$

Тиск в кінці наповнення, в кПа

$$p_a = \xi_a \cdot p_s$$

де $\xi_a = 0.97$ - коефіцієнт втрат тиску на впуску;

$$p_a = \xi_a \cdot p_s = 0.97 \cdot 221 = 214.37$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = \xi_r \cdot p_k$$

де $\xi_r = 0.95$ - коефіцієнт втрат тиску на випуску $(0,8...1,15)p_k$;

$$p_r = \xi_r \cdot p_k = 0.95 \cdot 226 = 214.7$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon \cdot \phi_a \cdot p_a \cdot T_s \cdot (1 - \phi_n)}{\varepsilon - 1 \cdot p_s \cdot T_a \cdot (1 + \gamma'_r)}$$

де $\phi_a = 1.05$ - коефіцієнт продувки, обираємо згідно [1, ст. 10]

$$\eta_H = \frac{\varepsilon \cdot \phi_a \cdot p_a \cdot T_s \cdot (1 - \phi_n)}{\varepsilon - 1 \cdot p_s \cdot T_a \cdot (1 + \gamma'_r)} = \frac{17 \cdot 1.05 \cdot 214.37 \cdot 305.584 \cdot (1 - 0.08)}{17 - 1 \cdot 221 \cdot 326.054 \cdot (1 + 0.028)} = 0.908$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_s + \Delta T_a}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{305.584 + 10}{700} \cdot \frac{214.7}{17 \cdot 214.37 - 214.7} = 0.028$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,02...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Різниця між прийнятим та розрахованим значенням, в %

$$\Delta \gamma_r = \frac{|\gamma'_r - \gamma_r|}{\gamma_r} \cdot 100 = \frac{|0.028 - 0.028|}{0.028} \cdot 100 = 0.791$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta \gamma_r < 3\%$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо в першому наближенні згідно [1, ст.14]

$$n_1 = 1.35$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1} = 214.37 \cdot 17^{1.35} = 9823.586$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (6000...10000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} = 326.05 \cdot 17^{1.35-1} = 878.91$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700...1000)$ К, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря, в кДж / (кмоль К)

$$mCv' = a' + b' \cdot T$$

де $a' = 20.60$

$b' = 0.002638$ - коефіцієнти лінійної регресії в рівнянні мольної теплоємності повітря;

Тоді для процесу стиску маємо, в кДж / (кмоль К)

$$mCv' = a' + b' \cdot T_c = 20.6 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 878.915 = 22.919$$

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a'' = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.182} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.141 \cdot 23.3 \\ 0.908 \cdot 21.554 \\ 0.07 \cdot 38.609 \\ 0.063 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 22.978$$

$$b'' = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.182} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1412 \cdot 0.0015 \\ 0.908 \cdot 0.0015 \\ 0.0698 \cdot 0.0033 \\ 0.063 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0017$$

Середня мольна теплоємність робочого тіла під час стиску, в кДж/(кмоль К)

$mCv_c = a_c + b_c \cdot T$, тоді коефіцієнти рівняння можна визначити:

$$a_c = \frac{\gamma_r \cdot a'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot a'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\text{де } k = [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] = 2.410 \cdot (1.000 + 0.028) - 0.028 = 2.450$$

$$a_c = \frac{\gamma_r \cdot a'' + k \cdot a'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.028 \cdot 22.978 + 2.450 \cdot 20.600}{2.410 \cdot (1.000 + 0.028)} = 20.627$$

$$b_c = \frac{\gamma_r \cdot b'' + k \cdot b'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.02822 \cdot 0.00173 + 2.44979 \cdot 0.00264}{2.41 \cdot (1 + 0.02822)} = 0.00263$$

Показник політропи стиску, розраховане значення:

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{a_c + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})}$$

$$\text{де } k' = (1 + \epsilon^{n_1 - 1}) = 1 + 17^{1.35 - 1} = 3.696$$

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{a_c + b_c \cdot T_a \cdot k'} = 1 + \frac{8.314}{20.627 + 2.628 \times 10^{-3} \cdot 326.054 \cdot 3.696} = 1.349$$

Отримане значення співпадає з прийнятим що показує вірність розрахунку.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.182}{1.149} = 1.028$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,020...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.028 + 0.028}{1.000 + 0.028} = 1.028$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta = (1,021...1,042)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці "z"

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$$

$$\text{де } x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0.94}{0.98} = 0.959 \quad - \text{доля палива, що вигоріла до точки "z"}$$

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1 + \frac{1.028 - 1}{1 + 0.028} \cdot 0.959 = 1.026$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_z = (1,022...1,045)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ізохорна теплоємність робочого тіла в точці "z", в кДж/(кмоль К)

$mCv_z = a_z + b_z \cdot T$, тоді коефіцієнти рівняння можна визначити:

$$a_z = \frac{k''_1 \cdot a'' + k''_2 \cdot a'}{k''_3}$$

$$b_z = \frac{k''_1 \cdot b'' + k''_2 \cdot b'}{k''_3}$$

$$\text{де } \Delta M = M_2 - M_1 = 1.182 - 1.149 = 0.033$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1 + \frac{0.033}{0.477} = 1.068$$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 1.182 - 1.149 = 0.033$$

$$k''_1 = (m \cdot x_Z + \gamma_r) = 1.068 \cdot 0.959 + 0.028 = 1.053$$

$$k''_2 = \left[\alpha \cdot (1 + \gamma_r) \dots \right] = 2.410 \cdot (1.000 + 0.028) + -(0.959 + 0.028) = 1.491$$

$$\left[+ -(x_Z + \gamma_r) \right]$$

$$k''_3 = \alpha \cdot (1 + \gamma_r) \dots = 2.41 \cdot (1 + 0.028) + (1.068 - 1) \cdot 0.959 = 2.544$$

$$+ (m - 1) \cdot x_Z$$

$$a_Z = \frac{k''_1 \cdot a'' + k''_2 \cdot a'}{k''_3} = \frac{1.053 \cdot 22.978 + 1.491 \cdot 20.6}{2.544} = 21.584$$

$$b_Z = \frac{k''_1 \cdot b'' + k''_2 \cdot b'}{k''_3} = \frac{1.05306 \cdot 0.00173 + 1.49061 \cdot 0.00264}{2.54367} = 0.00226$$

Питома ізохорна теплоємність робочого тіла в точці "b", в кДж/(кмоль К)

$mCv_b = a_b + b_b \cdot T$, тоді коефіцієнти рівняння можна визначити:

$$a_b = \frac{k'''_1 \cdot a'' + k'''_2 \cdot a'}{k'''_3}$$

$$b_b = \frac{k'''_1 \cdot b'' + k'''_2 \cdot b'}{k'''_3}$$

$$\text{де } k'''_1 = (m + \gamma_r) = 1.068 + 0.028 = 1.097$$

$$k'''_2 = (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) = (2.41 - 1) \cdot (1 + 0.028) = 1.45$$

$$k'''_3 = \alpha \cdot (1 + \gamma_r) \dots = 2.41 \cdot (1 + 0.028) + (1.068 - 1) = 2.546$$

$$+ (m - 1)$$

$$a_b = \frac{k'''_1 \cdot a'' + k'''_2 \cdot a'}{k'''_3} = \frac{1.097 \cdot 22.978 + 1.45 \cdot 20.6}{2.546} = 21.624$$

$$b_b = \frac{k'''_1 \cdot b'' + k'''_2 \cdot b'}{k'''_3} = \frac{1.09667 \cdot 0.00173 + 1.44979 \cdot 0.00264}{2.54646} = 0.00225$$

Максимальну температуру робочого циклу визначимо з рівняння:

$$\frac{\xi_Z \cdot Q_{H.p}}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T'_Z$$

Виконавши математичні перетворення отримаємо:

$$T_Z = \frac{C}{A \cdot T'_Z + B}$$

де $T'_Z = 1715$ К - максимальна температура циклу в першому наближенні;

$$A = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot b_Z = 1.026 \cdot (1 + 0.028) \cdot 2.263 \times 10^{-3} = 2.389 \times 10^{-3}$$

$$B = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (a_Z + 8.314) = 1.026 \cdot (1 + 0.028) \cdot (21.584 + 8.314) = 31.557$$

$$C_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{H.p}}{\alpha \cdot L_0} = \frac{0.94 \cdot 4.098 \times 10^4}{2.41 \cdot 0.477} = 3.352 \times 10^4$$

$$C_2 = \left(a' + b' \cdot T_c \right) \dots = 20.6 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 878.915 + 8.314 \cdot 1.12 = 32.23 + 8.314 \cdot \lambda$$

$$C_3 = \left[\left(a'' + b'' \cdot T_c \right) \dots \right] = 22.978 + 0.002 \cdot 878.915 + 8.314 \cdot 1.12 = 33.812 + 8.314 \cdot \lambda$$

$$C_4 = (C_2 + \gamma_r \cdot C_3) \cdot T_c = (32.23 + 0.028 \cdot 33.812) \cdot 878.915 = 29166.383$$

$$C = C_1 + C_4 = 33519.036 + 29166.383 = 62685.42$$

$$T_Z = \frac{C}{A \cdot T'_Z + B} = \frac{62685.42}{0.002 \cdot 1715 + 31.557} = 1758.192$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_Z = (1700 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.12 \cdot 9823.586 = 11002.416$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.028 \cdot 1.758 \times 10^3}{1.12 \cdot 878.915} = 1.835$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,40 \dots 1,90)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.835} = 9.262$$

Показник політропи розширення приймаємо в першому наближенні [1, ст. 19]

$$n'_2 = 1.284$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n'_2}} = \frac{11002.416}{9.262^{1.284}} = 631.286$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n'_2 - 1}} = \frac{1758.192}{9.262^{1.284 - 1}} = 934.371$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{934.371}{\sqrt[3]{\frac{631.286}{214.7}}} = 652.211$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|700 - 652.211|}{700} \cdot 100 = 6.827 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

Уточнимо в ході розрахунку значення показника політропи розширення

$$n_2 = \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_{н.р} \cdot (\xi_b - \xi_z)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_z + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_b + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

де

$$k_1 = 8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right) = 8.314 \cdot \left(\frac{1.026}{1.028} \cdot 1758.192 - 934.371 \right) = 6833.213$$

$$k_2 = \frac{Q_{н.р} \cdot (\xi_b - \xi_z)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} = \frac{4.098 \times 10^4 \cdot (0.98 - 0.94)}{2.41 \cdot 0.477 \cdot (1 + 0.028) \cdot 1.028} = 1.35 \times 10^3$$

$$k_3 = (a_z + b_z \cdot T_z) \cdot T_z = (21.584 + 0.002 \cdot 1758.192) \cdot 1758.192 = 44945.646$$

$$k_4 = (a_b + b_b \cdot T_b) \cdot T_b = (21.624 + 0.002 \cdot 934.371) \cdot 934.371 = 22167.576$$

$$k_5 = k_2 + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot k_3 - k_4 = 1349.907 + \frac{1.026}{1.028} \cdot 44945.646 - 22167.576 = 24078.671$$

$$n_2 = \left(\frac{k_1}{k_5} \right) + 1 = \frac{6833.213}{24078.671} + 1 = 1.284$$

Визначення похибки між прийнятим та розрахованим значенням показника політропи розширення робочого тіла, в %

$$\Delta n_2 = \frac{|n'_2 - n_2|}{n_2} \cdot 100 = \frac{|1.284 - 1.284|}{1.284} \cdot 100 = 0.017$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 3\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.12 \cdot (1.835 - 1) = 0.936$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.12 \cdot 1.835}{1.284 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.262^{1.284 - 1}} \right) = 3.392$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.349 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.349 - 1}} \right) = 1.798$$

$$p_{mi}' = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{9823.586}{17 - 1} \cdot [0.936 + (3.392 - 1.798)] = 1553.051$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' \cdot (1 - \phi_n) = 0.97 \cdot 1553.051 \cdot (1 - 0.08) = 1385.942$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{p_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot p_{mi}} = 433 \cdot \frac{221 \cdot 0.908}{2.41 \cdot 0.477 \cdot 305.584 \cdot 1385.942} = 0.178$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.178 \cdot 40984.24} = 0.492$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $s_{пр} = 0.12$ м - хід поршня по прототипу

$a_m = 41$; $b_m = 9.05$ - емпіричні коефіцієнти;

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.12 \cdot 2600}{30} = 10.4 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) = 41 + 9.05 \cdot 10.4 = 135.12$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1385.942 - 135.12 = 1250.822$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1250.822}{1385.942} = 0.903$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80 \dots 0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.492 \cdot 0.903 = 0.444$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,37 \dots 0,45)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.444 \cdot 40984.24} = 0.198$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,190 \dots 0,242)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.198 \cdot 882 = 174.379$$

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 $\tau = 2$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 2 \cdot \frac{882 \cdot 10^3}{1250.822 \cdot 2600} = 16.272$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{16.272}{6} = 2.712$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.12$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.12}{0.12} = 1 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m \cdot 2}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2.712}{\pi \cdot 2}} = 119.966$$

$$\text{або в м} \quad d'_p = d_p \cdot 10^{-3} = 119.966 \cdot 10^{-3} = 0.12$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 119.966 = 119.966$$

$$\text{або в м} \quad s'_p = s_p \cdot 10^{-3} = 119.966 \cdot 10^{-3} = 0.12$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 120 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 120 \cdot 10^{-3} = 0.12$$

Хід поршня

$$s' = 120 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 120 \cdot 10^{-3} = 0.12$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot 2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.12^2 \cdot 2 \cdot 0.12 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 16.286$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1250.822 \cdot 16.286 \cdot 2600}{30 \cdot 2 \cdot 10^3} = 882.74$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{882.74 + 882}{2} = 882.37$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|882.74 - 882|}{882.37} \cdot 100 = 0.084 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

$\varphi = 180, 180 + \Delta\varphi \dots 540$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} \cdot 0.12 = 1.357 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{1.357 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 8.482 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_a = V_s + V_c = 1.357 \times 10^{-3} + 8.482 \times 10^{-5} = 1.442 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_z = V_c \cdot \rho = 8.482 \times 10^{-5} \cdot 1.835 = 1.557 \times 10^{-4}$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - 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-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 та випуску:

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

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

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.

$V(180) = 0.00144$	$p(180) = 214.37$	$V(360) = 0.00008$	$p(360) = 9807.6$
$V(190) = 0.00143$	$p(190) = 215.925$	$V(370) = 0.0001$	$p(370) = 11002.416$
$V(200) = 0.00141$	$p(200) = 220.708$	$V(380) = 0.00014$	$p(380) = 11002.416$
$V(210) = 0.00137$	$p(210) = 229.098$	$V(390) = 0.0002$	$p(390) = 8113.843$
$V(220) = 0.00132$	$p(220) = 241.78$	$V(400) = 0.00028$	$p(400) = 5194.869$
$V(230) = 0.00125$	$p(230) = 259.854$	$V(410) = 0.00038$	$p(410) = 3523.112$
$V(240) = 0.00117$	$p(240) = 285.016$	$V(420) = 0.00049$	$p(420) = 2531.408$
$V(250) = 0.00107$	$p(250) = 319.878$	$V(430) = 0.00061$	$p(430) = 1915.085$
$V(260) = 0.00097$	$p(260) = 368.518$	$V(440) = 0.00073$	$p(440) = 1514.836$
$V(270) = 0.00085$	$p(270) = 437.489$	$V(450) = 0.00085$	$p(450) = 1244.989$
$V(280) = 0.00073$	$p(280) = 537.679$	$V(460) = 0.00097$	$p(460) = 1057.503$
$V(290) = 0.00061$	$p(290) = 687.942$	$V(470) = 0.00107$	$p(470) = 924.266$
$V(300) = 0.00049$	$p(300) = 922.404$	$V(480) = 0.00117$	$p(480) = 828.171$
$V(310) = 0.00038$	$p(310) = 1305.647$	$V(490) = 0.00125$	$p(490) = 758.459$
$V(320) = 0.00028$	$p(320) = 1963.797$	$V(500) = 0.00132$	$p(500) = 708.183$
$V(330) = 0.0002$	$p(330) = 3137.976$	$V(510) = 0.00137$	$p(510) = 672.799$
$V(340) = 0.00014$	$p(340) = 5193.592$	$V(520) = 0.00141$	$p(520) = 649.338$
$V(350) = 0.0001$	$p(350) = 8100.042$	$V(530) = 0.00143$	$p(530) = 635.942$

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_{180}^{540} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 2110.076$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.11 \times 10^3}{1.357 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.555 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi \cdot (1 - \phi_n) = 1.555 \times 10^3 \cdot 0.97 \cdot (1 - 0.08) = 1.387 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |1.386 \times 10^3 - 1.387 \times 10^3|}{1.386 \times 10^3 + 1.387 \times 10^3} \cdot 100 = 0.11$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 10%

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,

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

$b'' = 131^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного вікна;

$r' = 142^\circ$ після ВМТ - точка відкриття впускного вікна;

$r'' = 152^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного вікна;

$d' = 155^\circ$ після ВМТ - точка закриття впускного вікна;

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 $k_p = 1.05$ - число з інтервалу (1,0...1,15)

$$p_c'' = k_p \cdot p_c = 1.05 \cdot 9.824 \times 10^3 = 1.031 \times 10^4$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = p_{\max} = 11002.416$$

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, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 214.7$	$V(\varphi_r) = 8.482 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 214.37$	$V(\varphi_d) = 1.442 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 9807.6$	$V(\varphi_c) = 8.482 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11002.416$	$V(\varphi_z) = 8.495 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 214.7$	$V(\varphi_b) = 1.442 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 4033.701$	$V(\varphi_{c'}) = 1.639 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 6601.489$	$V(\varphi_f) = 1.137 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 383$	$p(\varphi_{z'}) = 11002.416$	$V(\varphi_{z'}) = 1.52 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 491$	$p(\varphi_{b''}) = 752.647$	$V(\varphi_{b''}) = 1.258 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 578$	$p(\varphi_{r'}) = 214.7$	$V(\varphi_{r'}) = 1.331 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 152$	$p(\varphi_{r''}) = 214.7$	$V(\varphi_{r''}) = 1.382 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 205$	$p(\varphi_{d'}) = 224.417$	$V(\varphi_{d'}) = 1.394 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 10314.765$	$V(\varphi_{c''}) = 8.482 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 372$	$p_{zд} = 11002.416$	$V(\varphi_{zд}) = 1.034 \times 10^{-4}$

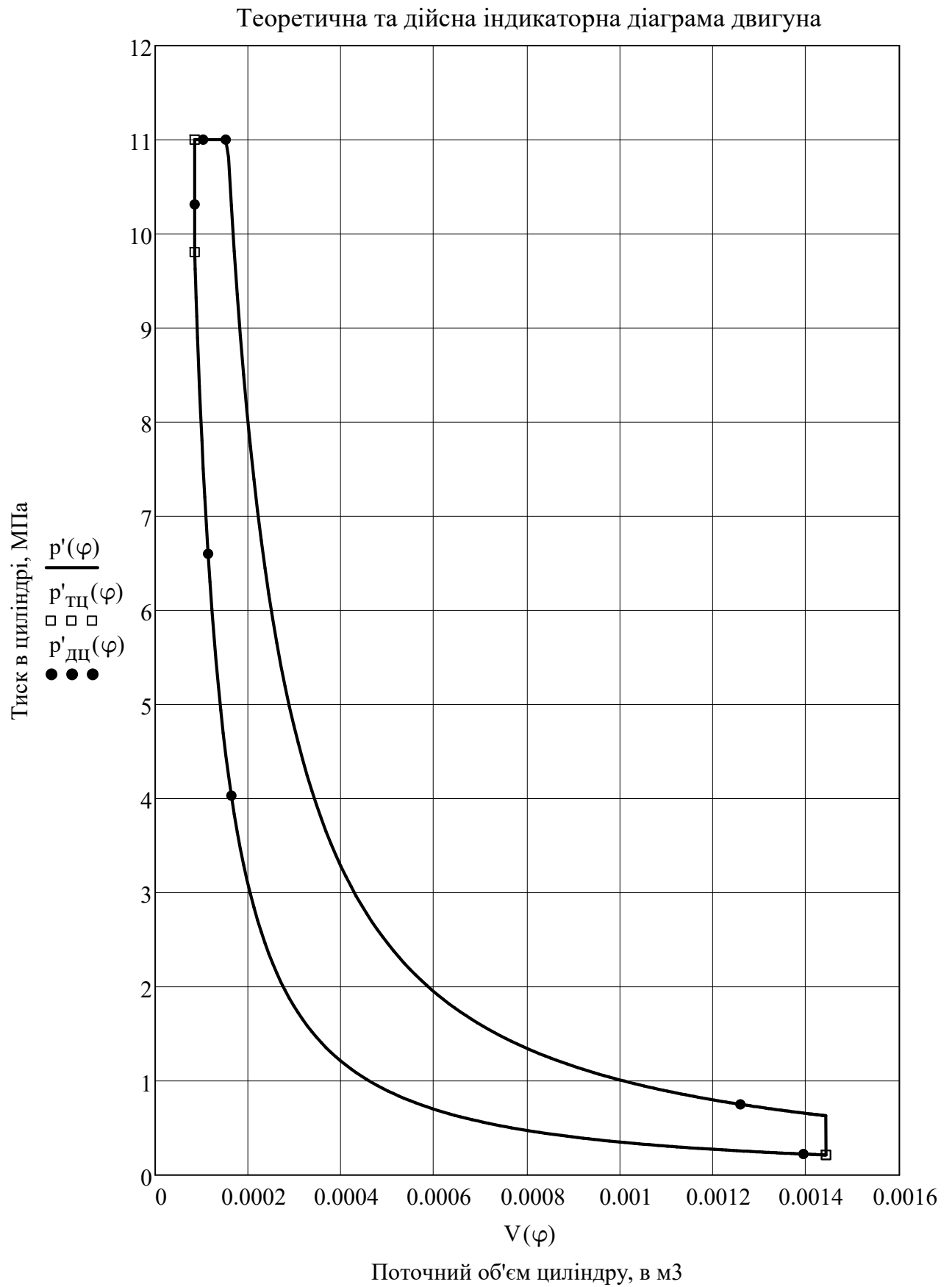


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

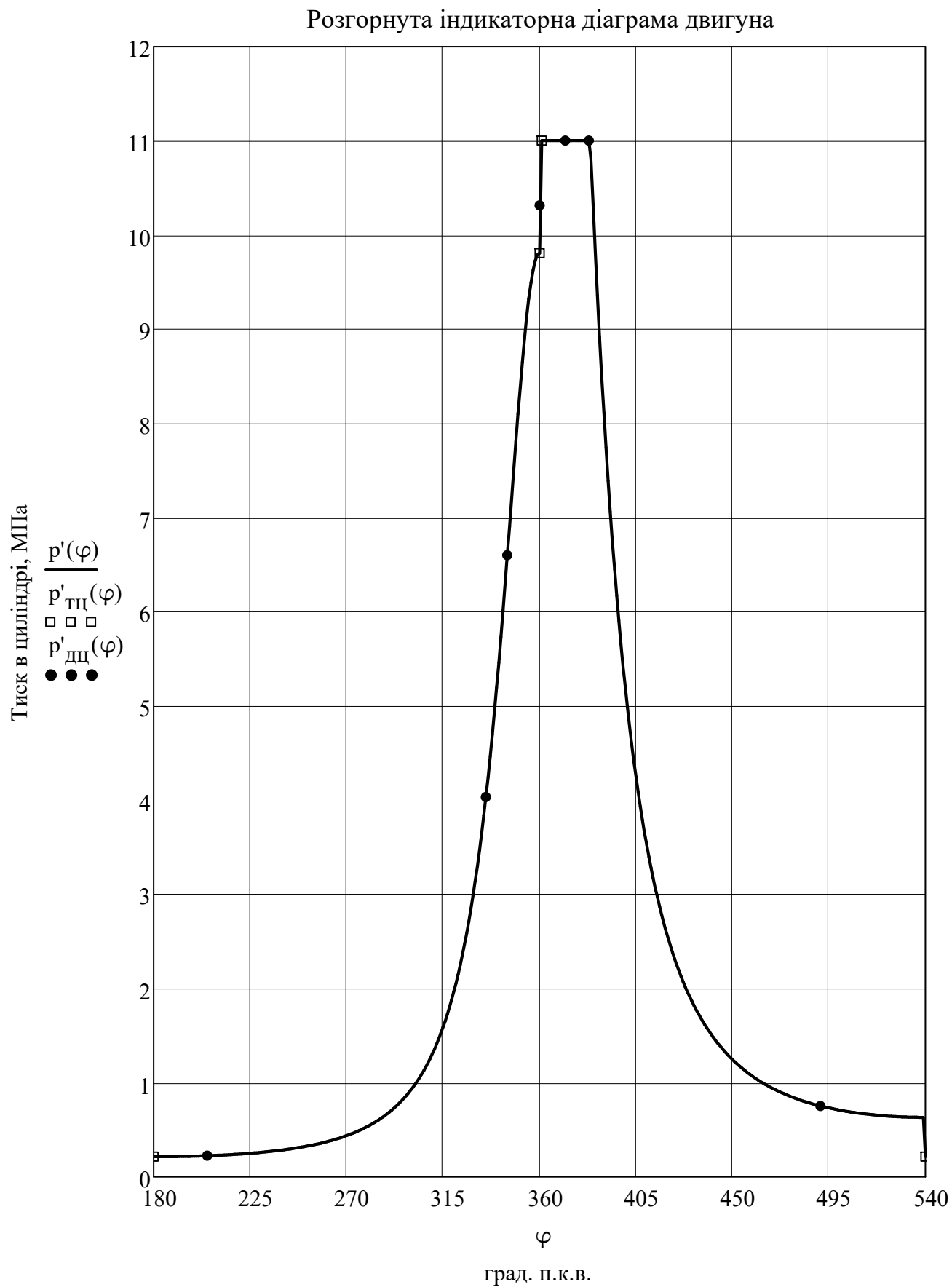


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

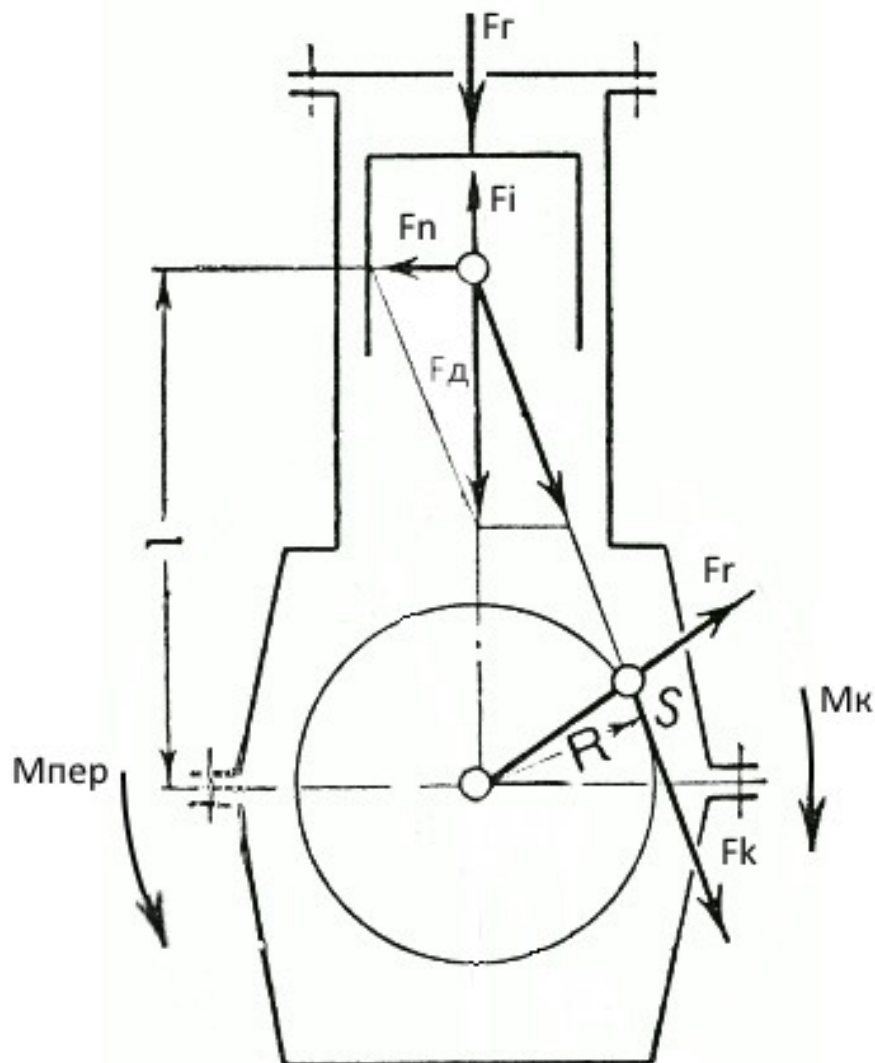


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 5.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 7.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 5.25 + \frac{1}{3} \cdot 7.55 = 7.767$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.12}{2} = 0.06$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.06}{0.255} = 0.235$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} = 0.011$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 272.271$$

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 КІШМ:
 Сили F_r , F_i , F_d , F_n , F_r та F_k в кН, моменти M_k , $M_{оп}$ та $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(180) = 0$	$F_i(180) = 25.736$	$F_d(180) = 25.736$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.167$	$F_i(210) = 25.513$	$F_d(210) = 25.679$	$M_k(210) = -0.599$
$F_r(240) = 0.799$	$F_i(240) = 21.677$	$F_d(240) = 22.476$	$M_k(240) = -1.015$
$F_r(270) = 2.523$	$F_i(270) = 8.809$	$F_d(270) = 11.332$	$M_k(270) = -0.68$
$F_r(300) = 8.008$	$F_i(300) = -12.868$	$F_d(300) = -4.86$	$M_k(300) = 0.286$
$F_r(330) = 33.065$	$F_i(330) = -34.322$	$F_d(330) = -1.256$	$M_k(330) = 0.046$
$F_r(360) = 108.497$	$F_i(360) = -43.354$	$F_d(360) = 65.142$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 89.341$	$F_i(390) = -34.322$	$F_d(390) = 55.019$	$M_k(390) = 2.018$
$F_r(420) = 26.205$	$F_i(420) = -12.868$	$F_d(420) = 13.337$	$M_k(420) = 0.784$
$F_r(450) = 11.656$	$F_i(450) = 8.809$	$F_d(450) = 20.465$	$M_k(450) = 1.228$
$F_r(480) = 6.942$	$F_i(480) = 21.677$	$F_d(480) = 28.619$	$M_k(480) = 1.293$
$F_r(510) = 5.185$	$F_i(510) = 25.513$	$F_d(510) = 30.697$	$M_k(510) = 0.716$
$F_r(540) = 3.732 \times 10$	$F_i(540) = 25.736$	$F_d(540) = 25.74$	$M_k(540) = 0.000$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -25.736$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.301$	$F_r(210) = -23.889$	$F_k(210) = -9.981$	$M_{пер}(210) = 0.599$
$F_n(240) = -5.089$	$F_r(240) = -15.645$	$F_k(240) = -16.92$	$M_{пер}(240) = 1.015$
$F_n(270) = -2.989$	$F_r(270) = -2.989$	$F_k(270) = -11.332$	$M_{пер}(270) = 0.680$
$F_n(300) = 1.101$	$F_r(300) = -1.477$	$F_k(300) = 4.76$	$M_{пер}(300) = -0.286$
$F_n(330) = 0.162$	$F_r(330) = -1.007$	$F_k(330) = 0.768$	$M_{пер}(330) = -0.046$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 65.142$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 7.073$	$F_r(390) = 44.112$	$F_k(390) = 33.635$	$M_{пер}(390) = -2.018$
$F_n(420) = 3.02$	$F_r(420) = 4.053$	$F_k(420) = 13.06$	$M_{пер}(420) = -0.784$
$F_n(450) = 5.397$	$F_r(450) = -5.397$	$F_k(450) = 20.465$	$M_{пер}(450) = -1.228$
$F_n(480) = 6.48$	$F_r(480) = -19.922$	$F_k(480) = 21.545$	$M_{пер}(480) = -1.293$
$F_n(510) = 3.946$	$F_r(510) = -28.558$	$F_k(510) = 11.931$	$M_{пер}(510) = -0.716$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -25.74$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$

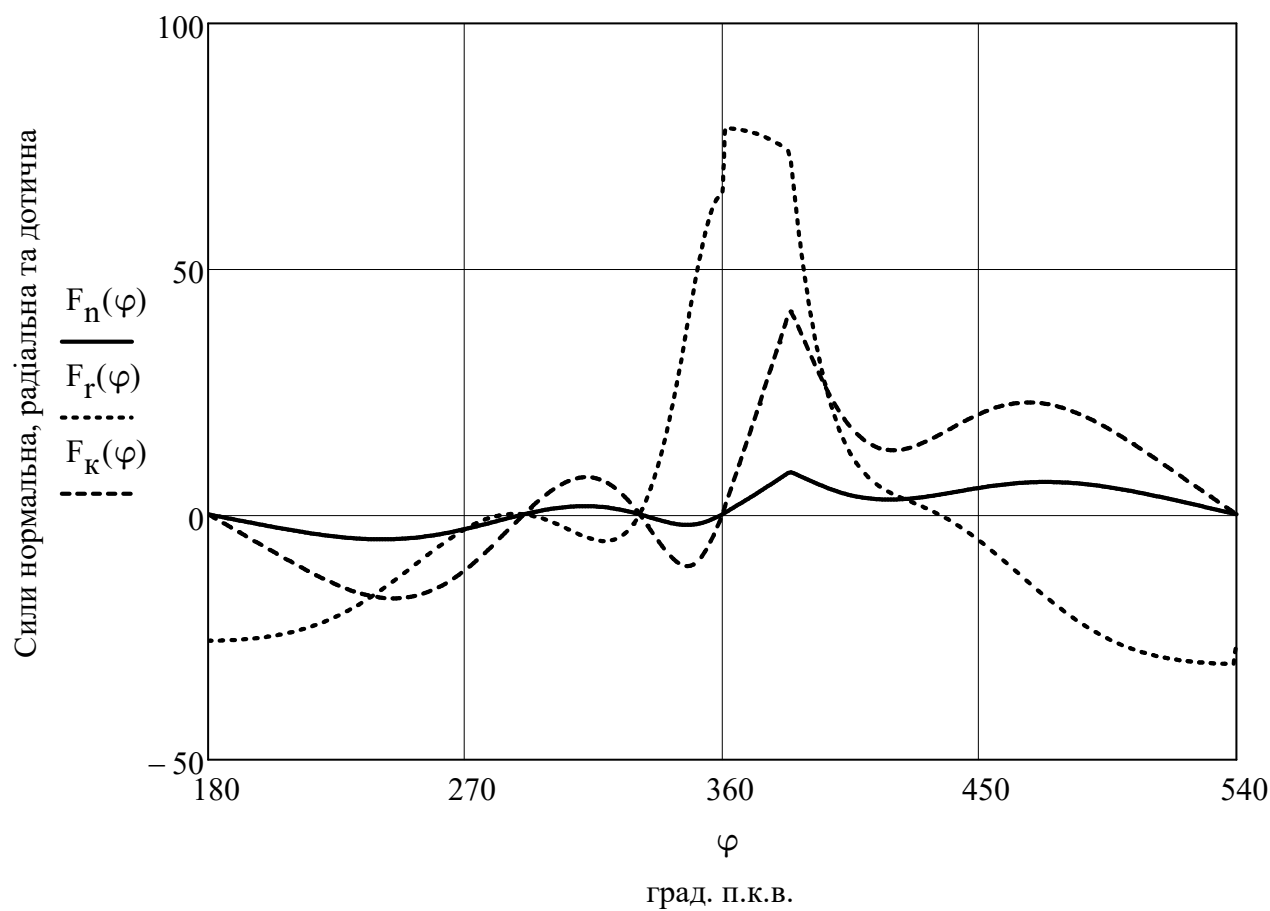
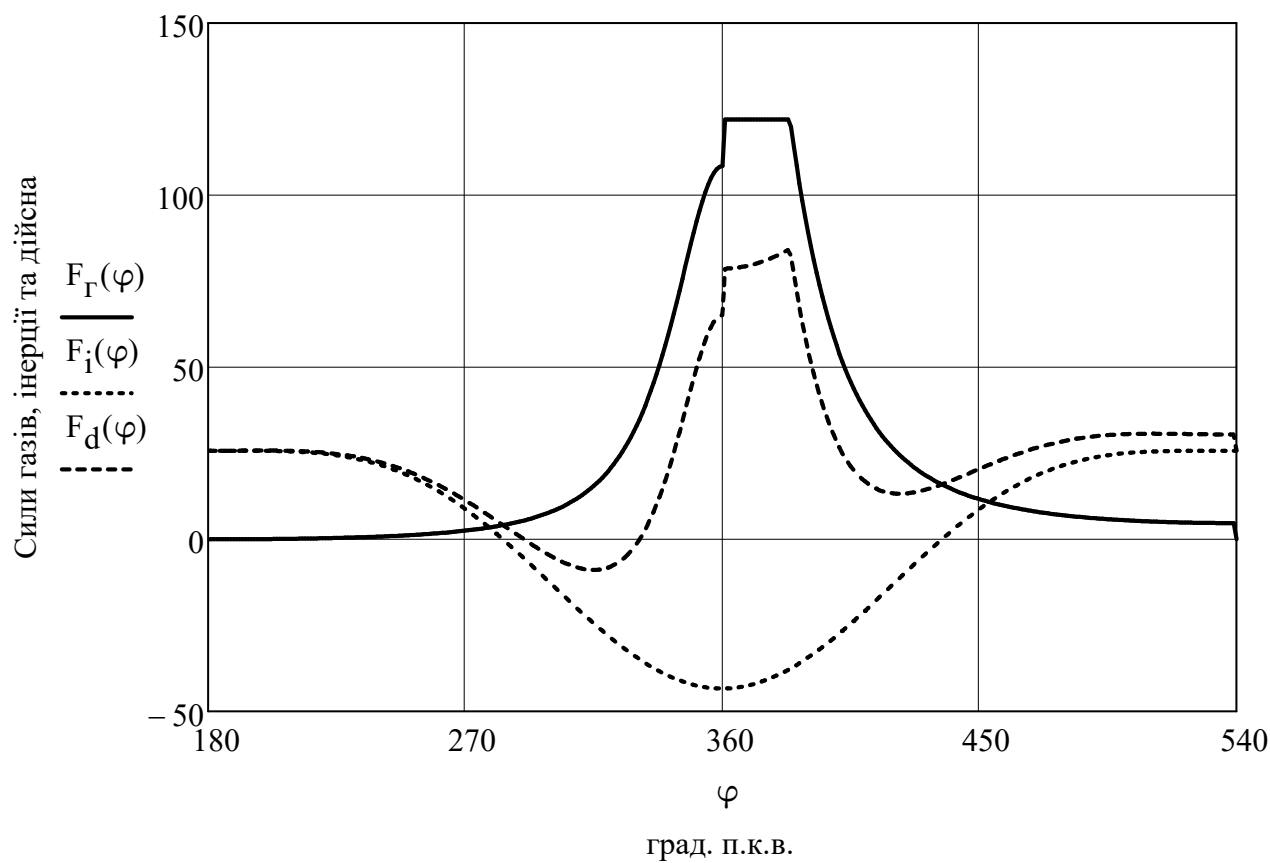


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

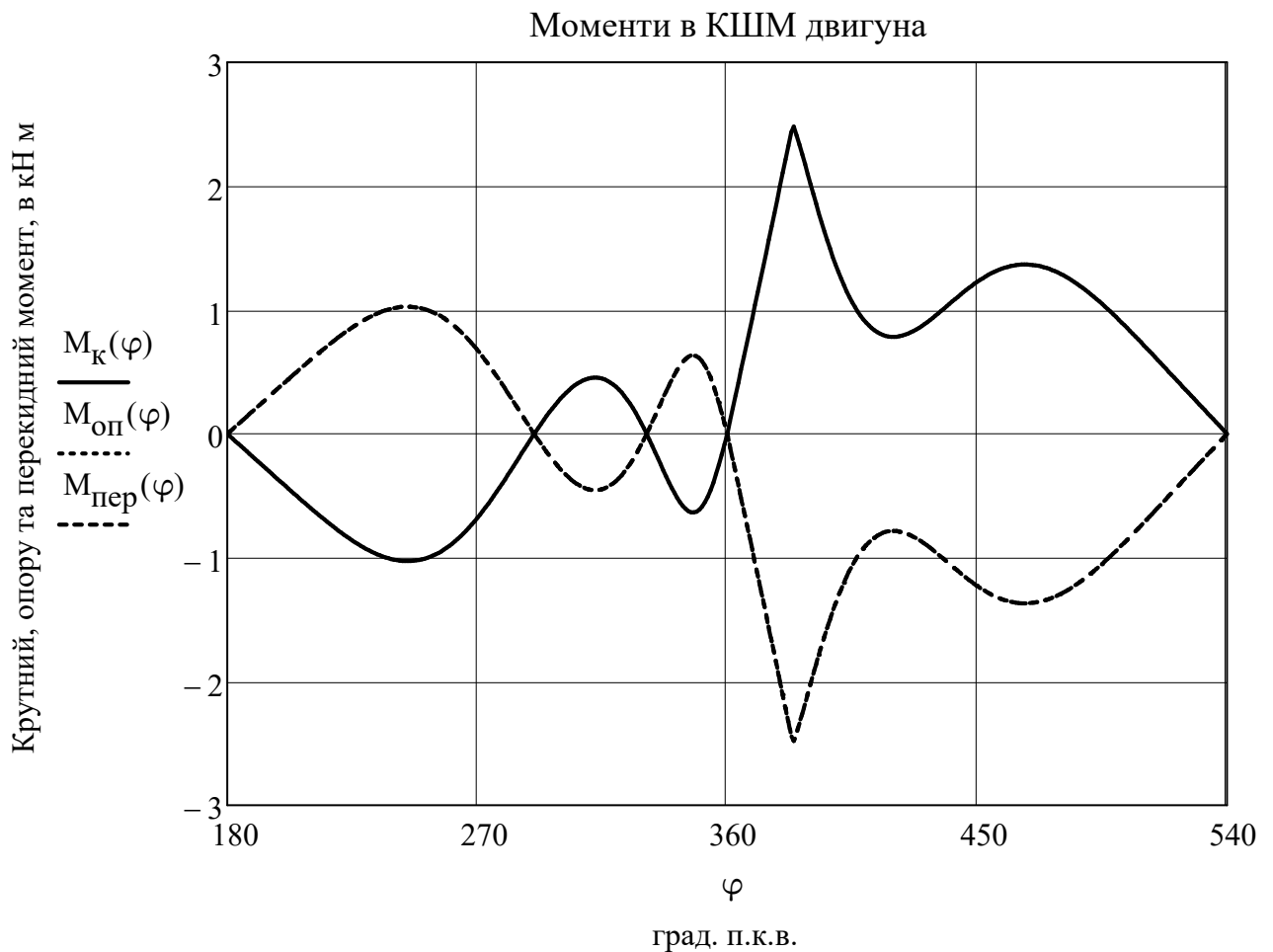


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{6} = 60$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$$\Delta\varphi_K = 1 \text{ - крок розрахунку;}$$

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

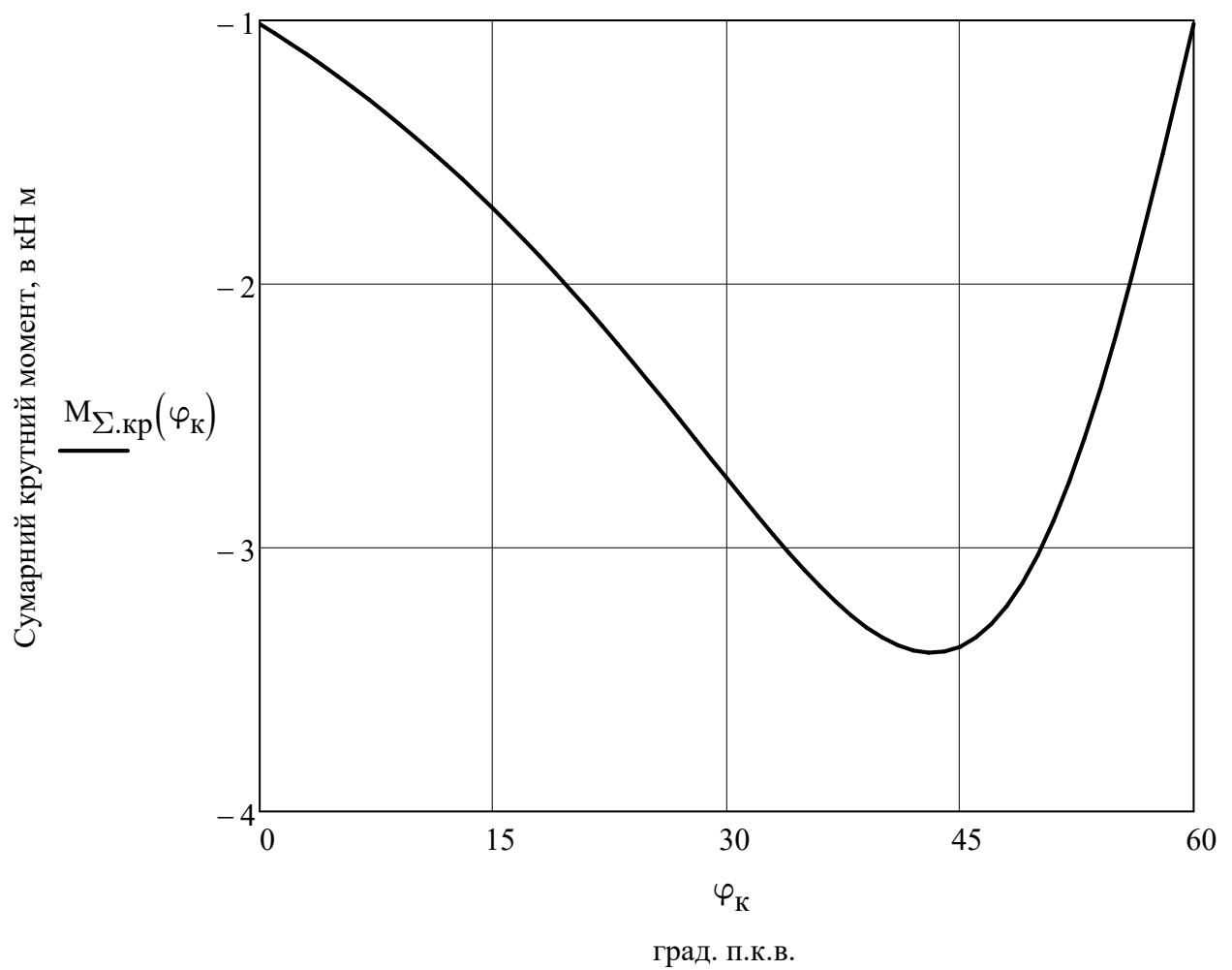


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = -1.012$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.254$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.546$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.895$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -2.298$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -2.735$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -3.146$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -3.39$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -3.221$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -2.398$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -1.012$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де 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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{174.379 \cdot 4.098 \times 10^4}{3.6} = 1.985 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 882.74 = 882739.626$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{8.827 \times 10^5}{1.985 \times 10^6} \cdot 100 = 44.466$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1985223.536 \cdot 0.444 = 882000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|8.827 \times 10^5 - 8.82 \times 10^5|}{8.827 \times 10^5} \cdot 100 = 0.084$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

де 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 Дж / с

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.04 = 0.13$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.13 \cdot 1985223.536 = 258079.06$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 135.120 = 81.072$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} \cdot 0.12 = 1.357 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{81.072 \cdot 1.35717 \times 10^{-3} \cdot 2.6 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 2} = 28.60736$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 28.607 = 28607.365$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 258079.06 + 28607.365 = 286686.425$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{286686.42455 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00821$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

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

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.008 \cdot 98}{0.9} = 0.894$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.894 = 894.042$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 258079.1 + 28607.4 + 894 = 287580.5$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{287580.467}{1985223.536} \cdot 100 = 14.486$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 700 - 273 = 427$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_a = T_a - 273 = 326.054 - 273 = 53.054$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 427 = 33.216$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_a = 29.074 + 0.001 \cdot 53.054 = 29.116$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 1.182 \cdot 33.216 \cdot 427 = 16764.497$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_a = 1.149 \cdot 29.116 \cdot 53.054 = 1775.455$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16764.5 - 1775.5 = 14989$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{174.379}{3.6} \cdot 14989.042 = 726049.782$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{726049.782}{1985223.536} \cdot 100 = 36.573$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{135.12}{1385.942} \cdot 0.492 = 0.048$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.048 \cdot 1985223.536 = 95277.985$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 258079.06 + 95277.985 - 287580.467 = 65776.578$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 6.578 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 8.726 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{8.726 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 4.363$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 4.363 = 4362.768$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 65776.578 + 4362.768 = 70139.346$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{70139.346}{1985223.536} \cdot 100 = 3.533$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 882739.626 \\ 287580.467 \\ 726049.782 \\ 70139.346 \end{pmatrix} = 1966509.22$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 1985223.5 - 1966509.2 = 18714.3$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{18714.316}{1985223.536} \cdot 100.000 = 0.943$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1985223.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 882739.6$	$q_e = 44.5$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 726049.8$	$q_{\Gamma} = 36.6$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 287580.5$	$q_B = 14.5$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 70139.3$	$q_M = 3.5$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 18714.3$	$q_{HB} = 0.9$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 44.466 + 36.573 + 14.486 + 3.533 + 0.943 = 100$$

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	882	882	0,0
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1225	1250	2,0
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,435	0,444	2,1
4	Механічний ККД	η_m	-	0,9	0,903	0,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{\text{кВт год}}$	195	198	1,5
6	Діаметр циліндру	D	мм	120	120	0,0
7	Хід поршня	S	мм	120	120	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо покращення ефективних показників проектного двигуна, працюючого на змішаному паливі, опираючись на показники двигуна-прототипу. Так номінальна ефективна потужність проектного двигуна аналогічна згідно завдання до потужності двигуна- прототипу. Пов'язано це з тим, що ставилось завдання перевірити можливість роботи проектного двигуна на змішаному менш енергетичному паливі з дотриманням вихідних показників на рівні заданими бойовою машиною. Згідно отриманих результатів розрахунку параметрів робочого циклу, можна констатувати що дане завдання вдалося виконати.

При цьому маємо незначне зростання середнього ефективного тиску в циліндрі двигуна в зв'язку із збільшенням підведеної теплоти в циліндр, на рівні 2,0%.

Обґрунтований та раціональний вибір параметрів робочого циклу проектного двигуна дали покращення ефективності протікання робочого циклу, і як наслідок цього спостерігається зростання ефективного ККД на 2,1%

Використання змішаного палива з меншою теплотворною здатністю призвело до незначного зростання питомої витрати палива на 1,5% у порівнянні з прототипом.

Зниження параметрів наддуву приводного компресора дало змогу зменшити витрати енергії на його привід, і як наслідок спостерігається зростання механічного ККД проектного двигуна сягнуло на 0,3%.

Оптимізація параметрів робочого циклу двигуна забезпечила умови, при яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи проектного двигуна не відрізняються від аналогічних у двигуна-прототипу, що мінімізує вірогідність суттєвого збільшення масогабаритних параметрів проектного двигуна.

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 чисельні результати дали можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо застосування змішаного палива без втрати ефективності і є основою для пошуку шляхів щодо вдосконалення роботи системи подачі палива проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ

3.1 Опис будови та принципу дії штатної системи подачі палива.

Паливна система складається з паливної системи низького тиску, що включає паливопідкачувальний, паливний фільтр грубого очищення, трубопроводи і паливної системи високого тиску, що включає паливні насоси високого тиску, форсунки, трійники і трубопроводи високого тиску.

Паливний насос, чотири форсунки (дві верхні і дві нижні), два трійники і трубопроводи високого тиску складають циліндровий комплект і закріплюються за відповідним циліндром.

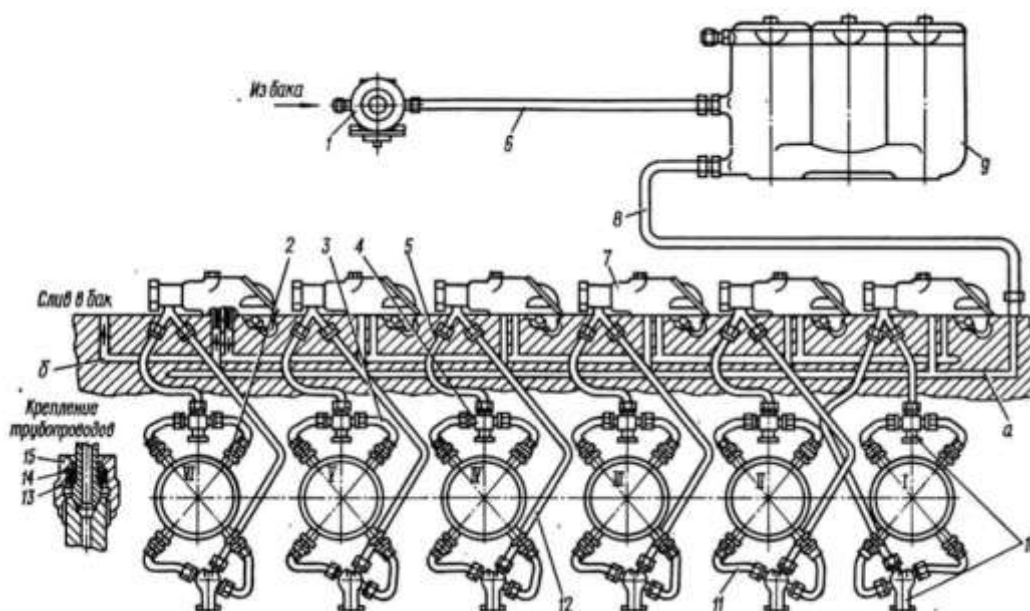


Рис. 3.1 – Схема системи охолодження дизеля СМД-31:

Паливопідкачувальний насос коловоротного типу призначений для подання палива з бака об'єкту до паливних насосів під тиском до 0,35 МПа (3,5 кгс/см²). Паливопідкачувальний насос подає паливо по трубопроводу низького тиску в паливний фільтр тонкого очищення, трубопровід, свердління у блоці і паливні насоси. Надмірне паливо по свердлінню у блоці і трубопроводам зливається в кормовий бак об'єкту.

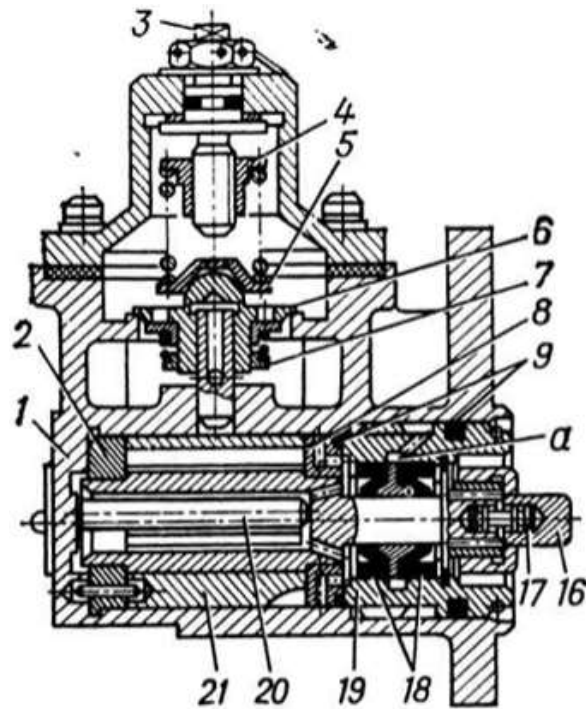


Рис. 3.2 – Паливopідкачувальний насос

Основними частинами насоса є алюмінієвий корпус, відлитий із сплаву АЛ5, що гойдає і хлипакові вузли і деталі ущільнення вузлів. Гойдаючий вузол є коловоротним механізмом і складається із склянки, ротора, чотирьох пластин, пальця і двох бронзових підп'ятників (верхній та нижній). Верхній підп'ятник має свердління для розвантаження порожнини між верх ним підп'ятником і манжетою від надмірного тиску і виключення течії. Корпус насоса і склянка мають порожнини всмоктування і нагнітання. Порожнина між манжетами з'єднується з атмосферою каналами в гайці і заглушці. Поява течі палива або олії сигналізує про порушення ущільнення.

Хлипаковий вузол включає редукційний і заливний хлипаки. Редукційний хлипак служить для підтримки постійного тиску в порожнині нагнітання. Він складається з хлипака, пружини з опорами, і механізму регулювання хлипака. Заливний хлипак служить для перепускання палива при непрацюючому двигуні. Привід насоса здійснюється від впускного колінчастого валу через знижуючий редуктор і муфту з фіксатором.

Коловоротний принцип роботи насоса здійснюється внаслідок ексцентричного розташування ротора в склянці, внаслідок чого між ротором і

склянкою утворюється одностороння серповидна щілина змінного об'єму по куту повороту ротора. При обертанні ротора відбувається всмоктування палива в порожнину і витіснення його в порожнину. При тиску палива в порожнині більше 0,35 МПа (3,5 кгс/см²) відкривається редукційний хлипак і частина палива перепускається в порожнину. Тиск регулюється затягуванням пружини регулювальним гвинтом.

Паливний фільтр тонкого очищення призначений для очищення палива від механічних домішок. Він складається з трьох паралельно працюючих секцій, розташованих в загальному корпусі, відлитому із сплаву АЛ9. У дно корпусу встановлені три стрижні, призначених для кріплення фільтрувальних елементів і кришок за допомогою стяжних болтів. Між корпусом і кришками встановлюються кільця ущільнювачів, а між кришками і болтами - мідні прокладки.

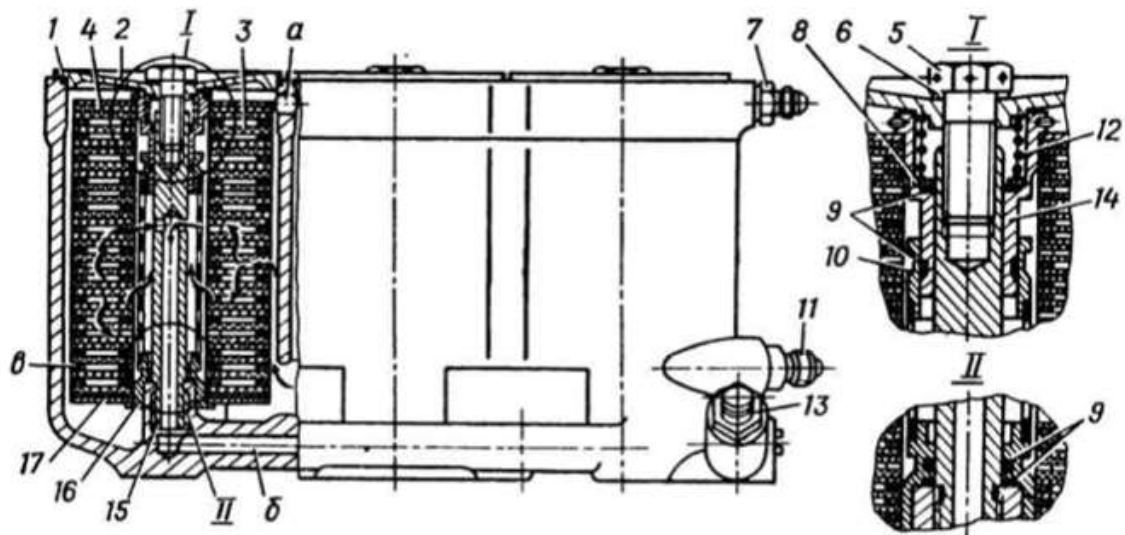


Рис. 3.3 – Паливний фільтр тонкого очищення.

Кожен елемент, що фільтрує, встановлений на стрижень, підтискається пружиною, знизу і згори ущільнюється гумовими кільцями. Елемент, що фільтрує, складається з металевого каркаса і верхнього фланця, на втулки яких насаджений пакет, що фільтрує, складається із склеєних між собою що фільтруючих про- ставних пластин. До втулок каркаса і верхнього фланця приварені опорні фланці. На каркас надітий шовковий чохол. У зібраному стані елемент, що фільтрує, утримується за рахунок кільця, встановленого в канавку верхньої втулки. Рухоме

з'єднання каркаса і верхнього фланця виключає в процесі експлуатації можливість утворення проміжків між пакетом, що фільтрує, і опорними фланцями. При установці стяжних болтів здійснюється підтискання пакетів, що фільтрують.

Паливо в корпус поступає по штуцеру, потім по вирізах у вхідних проставках заповнює порожнини перед пластинами, що фільтрують. Спочатку паливо проходить одну пластину, що фільтрує, а потім дві. Наявність подвійного очищення дозволяє поліпшити якість фільтрації і продовжити термін служби що фільтрують елі ментів.

Очищене паливо по вирізах у вихідних проставках поступає у внутрішню порожнину елементу, проходячи при цьому додаткове очищення від ворси. По внутрішній порожнині каркаса паливо піднімається до отворів в стрижнях і поступає по каналу в корпуси паливного фільтру до штуцера. По трубопроводу паливо відводиться до каналу блоку. Для відведення з корпусу фільтру пароповітряної суміші служить штуцер і свердління а в перегородках корпусу.

Паливний насос високого тиску золотникового типу призначений для подання дозованих порцій палива до форсунок в певні моменти по куту повороту колінчастого валу. Паливний насос складається з корпусу, відштампований із сталі 40Х, насосного елементу (гільзи і плунжера), трійника, важеля, штовхальника, повідка, рейки, пружини, кришки і натискної гайки.

Фланцем корпус кріпиться на шпильках блоку. Фіксація корпусу здійснюється циліндричним виступом, що входить в розточування блоку, і отвором - по барильцю, запресованому у блоці. Канали б підвода і у відведення палива сполучені з порожниною всмоктування.

У наскрізному отворі корпусу встановлюються рейка, упор і гумове ущільнення. Штовхач служить для розвантаження плунжера від бічних зусиль. Важіль передає рух від кулачкового валу до плунжера, рух передається через сферичну пару (грибок і сухарик) і проставку. Важіль за допомогою дворядного голчастого підшипника монтується на осі важеля, встановленою в проушинах корпусу. А в проушинах важеля, на голчастих підшипниках і вісі встановлюється ролик.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		56

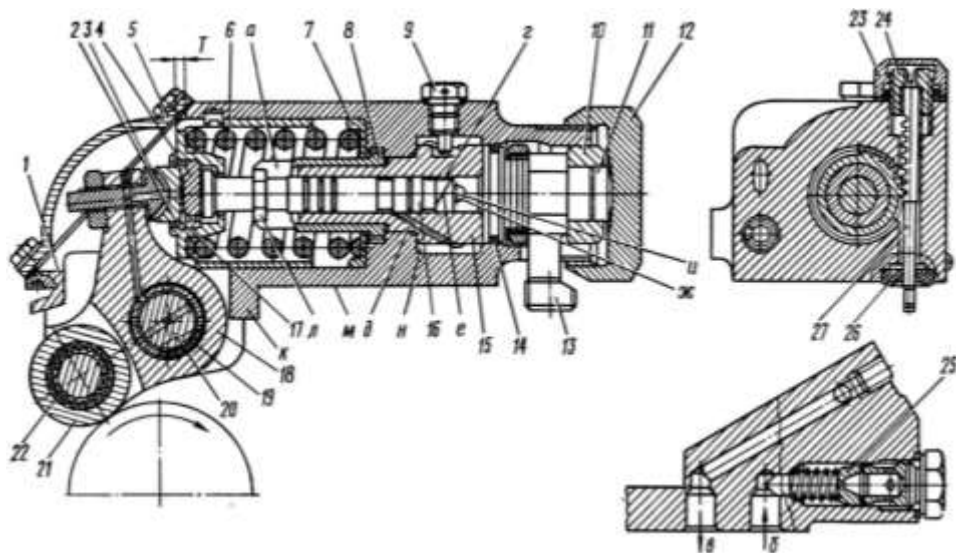


Рис. 3.4 – Паливний насос високого тиску.

Деталі насосного елементу (гільза плунжера і плунжер) виготовляються із сталі 30ХЗМФСА і азотуються для підвищення зносостійкості робочих поверхонь. Гільза плунжера є циліндром, в потовщеній частині якого є два отвори ж, що сполучають внутрішню порожнину гільзи з порожниною всмоктування. Косий канал служить для перепускання в порожнину палива, що просочилося по проміжку між плунжером і гільзою під час нагнітання. Гільза за фіксована від провертання болтом.

Плунжер має на зовнішній поверхні два подовжні пази, що сполучають надплунжерний простір з кільцевою проточкою. Дві спіральні відсічні кромки потрібні для регулювання кількості палива, що подається.

Канавки на робочій поверхні плунжера зменшують можливість просочування палива між плунжером і гільзою кромки та забезпечують початок і кінець подання палива. Плунжер і гільза тавруються загальним номером, утворюючи пару, заміна деталей в якій не дозволяється.

Пружина служить для повернення плунжера в початкове положення і підтискання ролика до кулачкового валу. Одним торцем пружина спирається на тарілку, іншим - на торець штовхача. Для повороту плунжера навколо осі на гільзу встановлений поводок, в паз а якого входять виступи плунжера. Зубчастий вінець повідка знаходиться в зачепленні з рейкою.

Переміщенням рейки забезпечується поворот плунжера і зміна кількості палива, що подається. Максимальне подання палива обмежується упором. Положення упору фіксується контргайкою. На упор встановлена заглушка. У зібраному насосі рейка повинна плавно пересуватися від руки з невеликим зусиллям. Від повороту рейка утримується лискою.

В каналі підводу палива корпусу розміщений фільтр, виконаний з бронзових кульок діаметром 0,3-0,4 мм, зварених між собою в точках контакту. Фільтр затримує механічні частки, що потрапили в паливо після фільтру тонкого очищення.

У трійнику розгалужується паливо на нижні і верхні форсунки. Він складається з корпусу, проставки, нагнітального хлипака, зворотного хлипака, пружин, упорів. Гайка сполучає корпус і проставку в один вузол.

Нагнітальний хлипак роз'єднує надплунжерное простір і трубопроводи високого тиску в періоди між впрыскуванням. Зворотний хлипак розвантажує трубопроводи від залишкового тиску після впрыскування. Нагнітальний хлипак і зворотний на зовнішньої поверхні мають лиски для проходу палива.

Нагнітальний хлипак регулюється на тиск відкриття 1,2 МПа (12 кгс/см²) і хід 0,35 мм. Для зворотного хлипака ці величини відповідно дорівнюють 3 МПа (30 кгс/см²) і 0,2 мм.

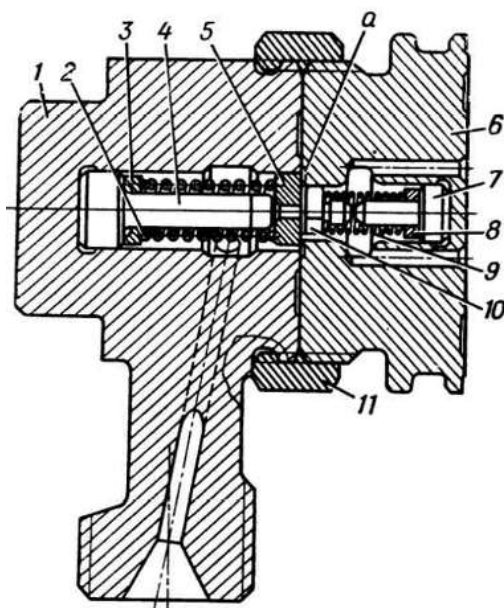


Рис. 3.5 – Трійник розгалужувач

Гумове кільце ущільнювача запобігає течі палива з порожнини в корпусу. Трійник притискається до торця гільзи гайкою через сферичний упор. Кільце служить для зменшення деформації корпусу при затягуванні гайки.

Коли плунжер робить хід, рівний 2,6 мм від крайнього лівого положення, починається подання палива. Плунжер при роботі насоса здійснює зворотно-поступальний рух. Нагнітальний хід (рух управо) відбувається в результаті набігання кулачка на ролик, а рух вліво (у початкове положення) - під дією пружини.

При крайньому лівому положенні плунжера, коли ролик важеля знаходиться на циліндричній частині кулачка, отвори гільзи відкриті і надплунжерна порожнина гільзи заповнюється паливом, що поступає з системи низького тиску. При русі плунжера вправо частина палива витісняється з надплунжерного простору в порожнину корпусу насоса. Це відбувається до тих пір, поки плунжер торцевою кромкою не перекрив отвори. Після перекриття отворів же починається подання палива. Нагнітальний хлипак відкривається паливо з надплунжерного простору по трубопроводах високого тиску поступає до форсунок.

Коли відсічна кромка плунжера перекрила кромки отворів гільзи, подання припиняється, відбувається відсічення, але плунжер продовжує рух управо і паливо з надплунжерного простору по пазах в плунжері і отворах же в гільзі перепускається в порожнину низького тиску.

Після відсічення нагнітальний хлипак трійника насоса під дією пружини і різниці тисків палива сідає на сідло. Зворотний хлипак під дією різниці тисків в трубопроводі високого тиску і в надплунжерном просторі відкриває отвір в нагнітальному хлипаку, внаслідок чого відбувається розвантаження трубопроводів високого тиску. Частина палива з трубопроводів високого тиску при цьому повертається в надплунжерное простір і в порожнину низького тиску.

Зворотний хлипак закривається, коли зусилля від залишкового тиску в трубопроводах високого тиску стане нижче зусилля затягування пружини зворотного хлипака. При зворотному русі плунжера надплунжерная порожнина знову заповнюється паливом по отворах же в гільзі.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

Зміна кількості палива, що подається, досягається поворотом плунжера. При цьому змінюється положення спіральної відсічної кромки плунжера відносно отворів гільзи.

Момент початку подання палива не залежить від повороту плунжера і визначається початком перекриття кромкою і плунжера отворів в гільзі. Кінець подання при повороті плунжера змінюється, оскільки він визначається робочим ходом плунжера, який збільшується зі збільшенням подачі палива.

До паливних насосів підводиться мастило з системи мастила двигуна по барильцях, запресованих у блок. По свердліннях в корпусі насоса, осі, важелі і пальці мастило поступає до підшипників і сферичній парі приводу плунжера.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що упорскується в камеру згорання. На двигуні встановлені двадцять чотири форсунки (по дві верхніх і дві нижніх на кожного циліндр) напівзакритого типу.

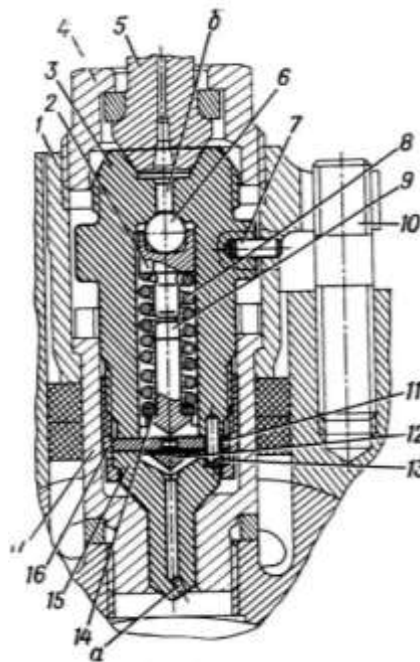


Рис. 3.6 – Форсунка

Основними елементами форсунки є корпус форсунки, розпилювач, в яких змонтовані замочний кульковий і зворотний хлипаки. Корпус, розпилювач і сидло хлипака стягуються гайкою. Розпилювач форсунки має односопловий отвір діаметром 0,5 мм, розташований під кутом 30° до осі форсунки.

При установці форсунки в циліндр отвір а повинно бути спрямовано проти потоку повітря, що обертається в камері згорання. Для цього розпилювач фіксується відносно корпусу форсунки штифтом.

У корпусі розміщені деталі кулькового хлипака і виконаний отвір для підводу палива. До корпусу натискною гайкою приєднується трубопровід. Кульковий хлипак забезпечує чітке уприскування і перешкоджає витіканню палива в камеру згорання в періоди між вприскуванням.

Кульковий хлипак складається з кульки і грибка. Кулька при закритому положенні хлипака притискається пружиною до конічної поверхні корпусу форсунки і перекриває отвір. Грибок служить тій, що направляє для кульки. Упор обмежує хід кульки. Для проходу палива до грибка є лиски, а в упорі - пази.

Пружина хлипака регулюється на тиск 9 МПа (90 кгс/см²) регулювальною шайбою. Хлипак запобігає прорив газів з циліндра в порожнину форсунки. Зовнішні деталі (верхній корпус і нижній корпус) служать для встановлення форсунки. Необхідна орієнтація отвору відносно потоку повітря досягається шляхом фіксації форсунки відносно корпусу 1 штифтом, а корпуси відносно блоку - шпилькою, що входить в паз фланця корпусу. При затягуванні гайки ущільнюються усі робочі стики форсунки.

При нагнітанні палива насосом підвищується тиск в трубопроводі і отворі корпусу форсунки. Коли тиск стане достатнім для подолання зусилля пружини, шариковий хлипак відкривається. Паливо, пройшовши лиски грибка, порожнину корпусу форсунки, пази упору і хлипака, вприскується через сопловий отвір в камеру згорання. Після відсічення подачі палива в насосі тиск в системі падає.

Хлипак під дією зусилля пружини закривається, уприскування палива закінчується. Максимальний тиск уприскування 70 ± 5 МПа, а тривалість по куту повороту випускного колінчастого валу 25° . Форсунка забезпечує тонке розпилювання і рівномірний розподіл палива в камері згорання. У разі припинення подання палива через форсунки при працюючому двигуні (наприклад, у зв'язку із зависанням плунжера) хлипак тиском газів притискається до сідла і запобігає прориву газів у форсунку і паливну магістраль.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

Трубопроводи високого тиску сполучають паливні насоси високого тиску з форсунками. Паливо від кожного насоса через трійник подається в трубопроводи високого тиску. Далі паливо проходить по трійниках, що розділяє паливо на два потоки. З трійників паливо поступає в трубопроводи. Трійники кріпляться кронштейнами до блоку. Довгі трубопроводи, що подають паливо до нижніх форсунок, розташовуються усередині спеціальних кожухів, встановлених в отворах блоку.

Поверхня трубопроводів в місцях кріплення їх до кронштейнів захищена гумовими втулками, а поверхня трубопроводів усередині блоку гумовими втулками і кільцями. Трубопроводи приєднуються до трійника паливного насоса і трійників накидними гайками, що притискають конусні поверхні трубок до посадочних місць через замки і сухарі, що складаються з двох половин.

3.2 Пропозиції щодо удосконалення конструкції форсунки.

Фізико-хімічні особливості змішаного палива (75% дизельне паливо + 25% ріпакова олія) будуть безпосередньо впливати на процес впорскування палива. Зміна густини та в'язкості палива в сторону їх збільшення призведе до погіршення характеристик паливного факелу. Так для палива із зазначеними характеристиками буде спостерігатись збільшення довжини паливного факелу та зменшення кута його розпилю. Тому необхідно дещо збільшити максимальний тиск впорскування та обчислити діаметр соплового отвору, щоб врахувати зміни у гідродинаміці паливного струменя.

Використання альтеративного палива в циліндрі двигуна супроводжується утворенням лако- та коксоутворень на вихідній кромці соплового отвору. Лако та коксоподібні утворення стають перешкодою на шляху руху струменя, тим самим погіршуючи процес впорскування, виводячи форсунку з ладу. Тому в даному випадку пропонується технологічне доопрацювання соплового отвору розпилювача за рахунок конусної кромки на виході, та покриття корпусу розпилювача захисним шаром. Також треба врахувати проблему підігріву палива.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.3 Розрахунок параметрів форсунки.

3.3.1 Вихідні данні для розрахунку:

Номінальна ефективна потужність двигуна, в кВт;	$P_e = 882$
Кількість циліндрів двигуна,	$i = 6$
Тактність двигуна	$\tau = 2$
Питома ефективна витрата рідкого палива, в кг/(кВт год);	$b_e = 0.198$
Номінальна частота обертання колінчастого, в об/хв;	$n = 2600$
Густина дизельного палива, в кг/м ³ ;	$\rho_{p.п} = 850$
Густина ріпакової олії, в кг/м ³ ;	$\rho_{г.п} = 902$
Кількість форсунок на один циліндр;	$i_{\phi} = 4$
Кількість розпилюючих отворів форсунки;	$i_p = 1$
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, в К	$T_a = 293$
Максимальний тиск згоряння, в кПа	$p_z = 11002$
Тиск в кінці процесу стиску, в кПа	$p_c = 9823$
Середній тиск вприскування, в кПа	$p_{cp} = 62000$
Зовнішній діаметр розпилювача, в м	$d_0 = 0.021$
Внутрішній діаметр розпилювача, в м	$d_1 = 0.0055$
Діаметр розпилювача на контактній поверхні, в м	$d_3 = 0.008$

3.3.2 Розрахунок параметрів виратних параметрів форсунки.

Циліндрова потужність двигуна, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{882}{6} = 147$$

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;

$$n_K = \frac{n}{u_{\text{п.н}}} = \frac{2600}{2} = 1300$$

Склад змішаного палива, в частках та %;

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

де $\delta_{\text{р.п}} = 0.75$ - частка дизельного палива; або у % $\delta_{\text{р.п}} \cdot 100 = 75$

$\delta_{\text{г.п}} = (1 - \delta_{\text{р.п}}) = 0.25$ - доля газового палива; або у % $\delta_{\text{г.п}} \cdot 100 = 25$

Перевірка сумарного балансу палива, у %;

$$\delta_{\text{з.п}} = (\delta_{\text{р.п}} + \delta_{\text{г.п}}) \cdot 100 = (0.75 + 0.25) \cdot 100 = 100$$

Густина змішаного палива, в кг/м³;

$$\rho_{\text{з.п}} = \rho_{\text{р.п}} \cdot \delta_{\text{р.п}} + \rho_{\text{г.п}} \cdot \delta_{\text{г.п}} = 850 \cdot 0.75 + 902 \cdot 0.25 = 863$$

Циклова подача палива, в м³/цикл

$$Q_{\text{п}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot b_e \cdot 10^3}{60 \cdot n_K \cdot \rho_{\text{з.п}}} = \frac{147 \cdot 0.198 \cdot 10^3}{60 \cdot 1.3 \times 10^3 \cdot 863} = 4.324 \times 10^{-4}$$

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

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

$$\text{де } p_{ц} = \frac{p_z + p_c}{2} = \frac{1.1 \times 10^4 + 9.823 \times 10^3}{2} = 1.041 \times 10^4 \quad \text{кПа - середній}$$

тиск в циліндрі на момент вприску;

$$C_p = \sqrt{\frac{2}{\rho_{з.п}} \cdot (p_{ср} - p_{ц}) \cdot 10^3} = \sqrt{\frac{2}{863} \cdot (62000 - 10412.5) \cdot 10^3} = 345.766$$

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

$\alpha_{впр} = 18^\circ$ - тривалість впорскування п.у. п.к.в.

$$f_{ср} = \frac{6 \cdot Q_{п}}{C_p \cdot \mu_p \cdot \alpha_{впр} \cdot i_{ф}} = \frac{6 \cdot 4.324 \times 10^{-4}}{345.766 \cdot 0.6 \cdot 18 \cdot 4} = 1.737 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^2 \quad f_{ср} \cdot 10^6 = 0.174$$

Діаметр соплового отвору форсунки, в м:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{ср}}{\pi \cdot i_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.737 \times 10^{-7}}{\pi}} = 4.703 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \quad d_p \cdot 10^3 = 0.47$$

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

$$f_y = \frac{\pi \cdot (d_0^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot [0.021^2 - (5.5 \times 10^{-3})^2]}{4} = 3.226 \times 10^{-4}$$

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

$$P_3 = q \cdot f_y = 200 \cdot 3.226 \times 10^{-4} = 0.065$$

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;

$f_3 = f_y = 3.226 \times 10^{-4}$ м² - площа поперечного перерізу зажимаємої частини корпусу розпилювача

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

$$\delta_{\text{деф}} = \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{f_3 \cdot E} = \frac{10^6 \cdot 0.065 \cdot 0.024}{3.226 \times 10^{-4} \cdot 2.2 \cdot 10^5} = 21.818$$

Напруження розриву в перерізі по розпилюючим отворах.

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

де $p_{\text{сmax}} = 62$ 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;

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

$$B = i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p = 4.703 \times 10^{-4} \cdot 10^{-3} \cdot 3 \times 10^{-3} = 1.411 \times 10^{-9}$$

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

$$D = i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p = 4.703 \times 10^{-4} \cdot 10^{-3} \cdot 3 \times 10^{-3} = 1.411 \times 10^{-9}$$

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{сmax}} \cdot (A + B)}{C - D} = \frac{62 \cdot (1.963 \times 10^{-5} + 1.411 \times 10^{-9})}{4.396 \times 10^{-5} - 1.411 \times 10^{-9}} = 27.681$$

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

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та описано принципи роботи штатної системи подачі палива двигуна прототипу. Розглянуто можливість роботи двигуна на змішаному (частки штатного та частки альтернативного) паливі, та визначено напрямки доопрацювання системи для реалізації поставленого завдання. Враховано зазначені проблеми та запропоновано ряд заходів конструктивного характеру направлених на вдосконалення форсунки, для забезпечення впорскування змішаного палива. Виконано гідравлічний та розрахунок елементів форсунки на міцність.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

I-а група це речовини, не суттєвого 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, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

Відпрацьовані гази двигунів, на 99,0 – 99,9 % складаються з продуктів повного згоряння (вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Залишкова частина відпрацьованих газів що містить найбільш небезпечні компоненти, складає не більш ніж 1% від загальної витрати, і визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище. Основними шкідливими компонентами відпрацьованих газів дизельних двигунів є NO_x , сажа, а також сірчисті з'єднання.

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

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Для покращення екологічних показників дизеля рекомендовано здійснювати наступні дії:

- а) регулювати кут випередження подачі палива;
- б) удосконалювати, доводити та підвищувати ефективність протікання робочого циклу дизеля та процесів пов'язаних з сумішоутворенням;
- в) забезпечити роботу системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосовувати лише високоякісні палива та присадки до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при 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. Серед них:

1) 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 мастила. Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування. Окремо треба виділити устаткування що живиться від електричної мереж. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Тобто опіки, нагрівання кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

2. Електрично. Тобто змінюється фізико-хімічний склад крові й інших рідин.

3. Біологічно. Подразнення і руйнування тканин організму, та порушення внутрішніх процесів.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції, що забезпечить підвід чистого повітря в потрібній кількості.

6) Шум та вібрація.

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

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

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, а загальна викликає морську хворобу, та ушкодження плечового пасу, більшості внутрішніх органів. 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

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

Рівень шуму в Дб, проектного двигуна 6ДН 12/2х12 визначимо по формулі:

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

де n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2600$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 2000$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 882$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2600 + 882^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{2000}{2600}\right) \right] = 80,152;$$

Рівень вібрації в Дб, для двигуна 6ЧН 12/14 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, $m = 1180$ кг;

n – частота обертання, $n = 2600$ об/хв;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \cdot \left[\frac{2600 \cdot 882 \cdot \left(\frac{1+882}{1180} \right)}{1 + \left(\frac{1}{2600} \right)^3 \cdot \frac{1180}{882}} + 30 \cdot \lg\left(\frac{2000}{2600}\right) \right] = 76,135;$$

4.3 Висновок по розділу

З проведених розрахунків щодо визначення рівнів шуму та вібрації створених спроектованим двигуном видно, що їхні значення знаходяться на верхній межі допустимих санітарних норм.

Тому крім стандартних засобів гасіння шуму та вібрації, таких як підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, капотування двигуна та інших, пропонується ряд додаткових заходів: застосування спеціальних вібропоглинаючих опор для двигуна, звукоізолюючих матеріалів, зменшення зазорів в деталях двигуна за рахунок притирання та підгонки деталей.

В даному розділі визначено основні фактори шкідливого впливу на навколишнє середовище. Запропоновано заходи щодо їх знешкодження. Визначено рівні шуму та вібрації що створює спроектований двигун.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників дизельного двигуна, номінальною потужністю 882 кВт, при роботі на змішаному паливі, спроектованого на базі прототипу 6ДН 12/2х12, за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є основний бойовий танк Т-62БМ «Оплот». Було вивчено та описано будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи роботи його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного 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 отриманих результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто будову та роботу штатної системи подачі палива. Проаналізовано можливості системи щодо роботи на змішаному паливі, та надано практичні рекомендації і пропозиції щодо доопрацювання системи. Для вирішення експлуатаційних проблем пов'язаних із застосуванням штатного палива з додаванням частки альтернативного палива, було запропоновано конструкторське рішення щодо вдосконалення конструкції розпилювача. Виконано гідравлічний розрахунок форсунки та визначено параметри міцності її елементів. Запропоноване рішення підтвердило можливість використання змішаного палива.

В четвертому розділі проаналізовано фактори впливу проектного двигуна на навколишнє середовище. Визначено можливі небезпеки, що виникають під час його експлуатації або обслуговуванні. Надано практичні рекомендації щодо їх зменшення. Визначено рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.44.22.18.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 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