

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

2024 p.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 500 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 8ЧН 25/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23


(підпис) **Малицький В.С.**

Керівник роботи:

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Kaipov O.S.

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« » 2024 р.

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

Студенту Маліцькому Владиславу Сергійовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 500 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 8ЧН 25/34»

Керівник роботи Каіров О.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №53

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.24 р.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН 25/34, номінальною потужністю 441 кВт.

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

Вступ.

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи подачі палива.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК) 2. Двигун 8ГЖЧН 25/34 (СК)

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема подачі газового палива (ПС).

5. Схема подачі рідкого палива (ПС). 6. Форсунка (СК).

Консультанти розділів роботи

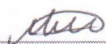
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прий
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Приміт
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.24	

Студент


(підпис)

Маліцький В.С.

Керівник роботи


(підпис)

Каіров О.С.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 441 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна двигун-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано систему подачі палива штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Розглянуто способи отримання та подачі газового палива в двигун. Запропоновано конструктивне рішення щодо переведення дизельного двигуна для роботи по газодизельному робочому циклу за рахунок застосування акумуляторної системи подачі рідкого палива. Визначено геометричні та витратні параметри запропонованої системи.

Описано проблеми пов'язані зі шкідливим впливом проектованого двигуна на навколишнє середовище під час його експлуатації. Визначено кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів проектованого двигуна. Проаналізовано небезпеки що можуть виникати під час ремонту, обслуговуванні та експлуатації двигуна. Запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектованого двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, газодизельний двигун, робочий цикл, акумуляторна система подачі палива, форсунка, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a 441 kW stationary power plant designed on the basis of the 8CHN 25/34 prototype engine by improving the fuel supply system.

The object of engine installation, which is a stationary engine-generator power plant, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The fuel supply system of a standard engine is described, and the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are noted. The methods of obtaining and supplying gas fuel to the engine are considered. A constructive solution is proposed for converting a diesel engine to operate on a gas-diesel duty cycle by using a battery-based liquid fuel supply system. The geometric and flow parameters of the proposed system are determined.

The problems associated with the harmful effects of the designed engine on the environment during its operation are described. The quantitative indicators of toxic components of the exhaust gases of the designed engine are determined. The hazards that may arise during the repair, maintenance, and operation of the engine are analyzed. Measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, gas-diesel engine, duty cycle, battery fuel supply system, injector, vibration, noise

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	24
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	25
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	25
2.2. Побудова індикаторної діаграми	43
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	50
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	58
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	65
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА	67
3.1. Будова штатної паливної системи та пропозиції щодо її вдосконалення	67
3.2. Призначення та опис системи подачі газового палива	85
3.3. Висновки по розділу	88
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	89
4.1. Захист навколишнього середовища	89
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні двигуна	90
4.3 Висновок по розділу	95

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив	Маліцький				Пояснювальна записка			Лит.	Аркуш	Аркушів	
Перевірив	Каіров О.С.									6	
								ПННІ НУК			
Н. Контр.	Каіров О.С.										
Затвердив.	Нестеренко										

ВИСНОВКИ	96
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	97
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 8ЧН 25/34	
Додаток 2 Специфікація форсунка	

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Проблема забруднення навколишнього середовища у великих містах та населених пунктах токсичними викидами від двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) стає все гостріше. Одним із шляхів її вирішення є використання чистих в екологічному плані палив. Для дизельних двигунів автобусів, вантажівок, машин комунального господарства, суднових, тепловозних та в силових установках для вироблення електричної установки ефективним рішенням у цьому плані може стати використання газового палива. Його застосування не лише знизить гостроту екологічної проблеми, а й дозволить частково збалансувати витрати різних рідких палив. Часткова заміна рідких палив газовими це можливість для держави вплинути на процеси ціноутворення та розподілу ресурсів галузі вироблення та споживання енергії.

Для дизелів діапазон варіантів можливих технічних рішень дуже широкий. Найбільш поширені рішення з використанням елементів зовнішнього сумішоутворення газу з займанням паливної газу - повітряної суміші в циліндрі двигуна факелом розпиленого дизельного палива, що подається штатною форсункою. Менш відомі системи з внутрішнім сумішоутворенням газу і із запаленням паливної суміші факелом розпорошеного дизельного палива.

Двигуни із зовнішнім сумішоутворенням, мають нижчий коефіцієнт корисної дії, та не мають можливості забезпечити економічну і чисту роботу двигуна на режимах малих навантажень і холостих ходів. Тому всі газодизелі на цих режимах переходять на роботу на дизельному паливі.

Виходячи з цього можна стверджувати, що конвертація (переведення) стаціонарних електростанцій для роботи на газових, чистіших з екологічного погляду видів палива в двигунах внутрішнього згоряння, є **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 500 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- розглянути, проаналізувати та описати систему живлення штатного двигуна. Визначити шляхи та проблеми пов'язані з процесами конвертації (переводу) дизельного двигуна на газодизельний цикл. Описати технологічні схеми для отримання газового палива. Запропонувати конструкторське рішення щодо системи подачі рідкого палива для забезпечення точної порції запальної дози. Визначити параметри елементів пропонованої системи. Оцінити ефективність запропонованого конструкторського рішення;
- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;
- представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі подачі рідкого палива газодизельного двигуна, та їх вплив на ефективність та надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи стаціонарної електростанції за рахунок заміни штатної системи подачі рідкого палива на систему акумуляторного типу.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження, як енергетична безпека України» що проходила в грудні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Стаціонарна автоматизована електростанція, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Дизель – генератор складається з дизеля 8ЧН 25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГД2-17-36-16УХЛ4, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкції.

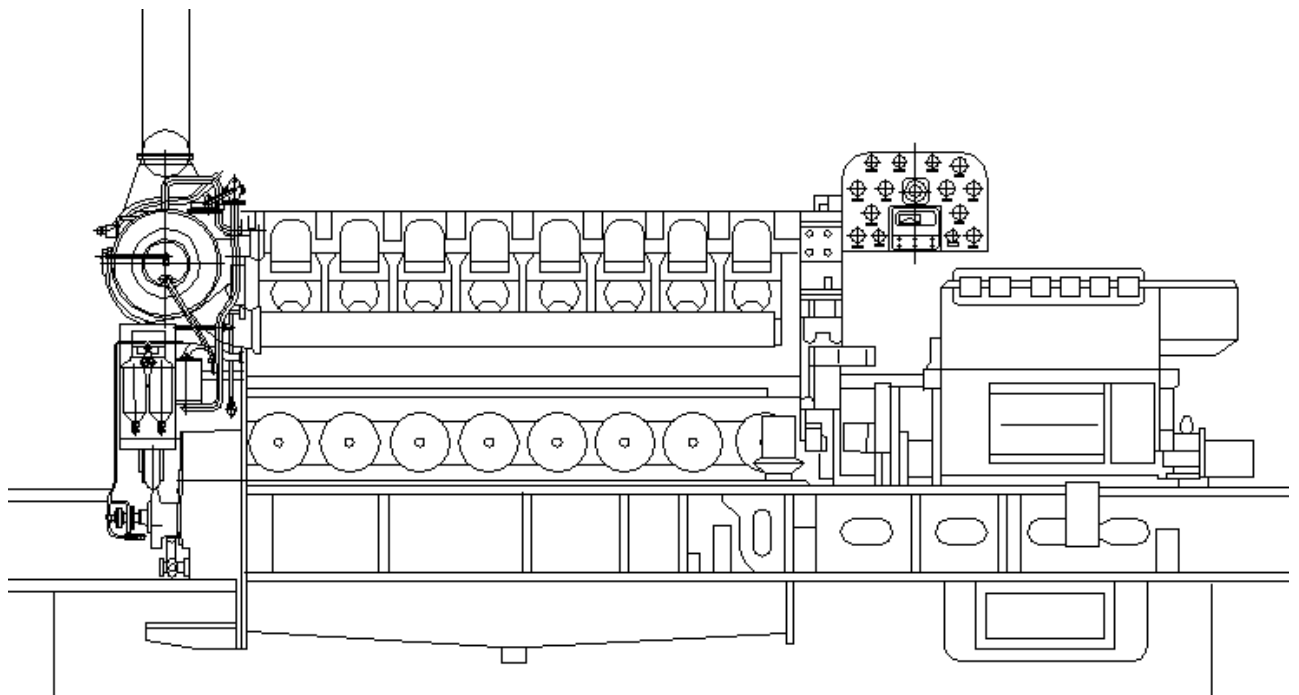


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд двигун-генератора ДвГА - 500

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є рідке легке дизельне пальне нафтового походження з кінематичною густиною при 20°C 3,5 – сСт. Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та шуму. Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі дизель-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна. Система вентиляції складається з дахового вентилятора (витяжного) від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилується приточною вентиляцією.

Електростанція має звукоізований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та панелями приладів, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання для обслуговування двигуна, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, системи охолодження, та системи відводу вихлопу.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру та глушник-іскрогасник винесені з приміщення. Машинне приміщення обслуговується мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування. Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 500$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$ Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 500 \cdot 0.985 = 492.5$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi}$$

де $\cos \varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi} = \frac{492.500}{0.850} = 579.412$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{579.412 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 880.325$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.08$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні I_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 579.412 \cdot 1.080 = 625.765$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{625.765 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 950.751$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 625.765 \cdot 1.1 = 688.341$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{688.341 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1045.826$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{500} = 6$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 500-500, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 500.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизель 8ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, призначений для роботи на дизельному паливі. Дизель використовується в якості приводу генератора.

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварно-складова, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня.

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

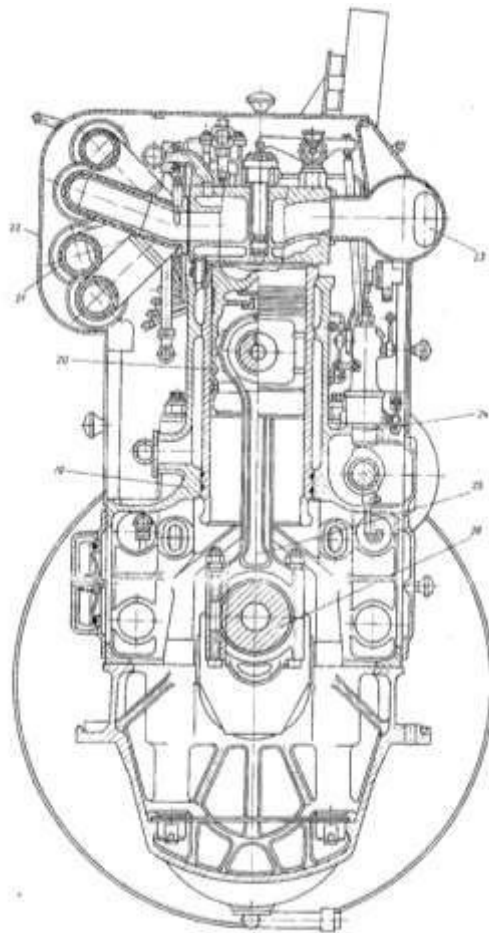


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна 8ЧН 25/34

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням. У днищі фундаментної рами дизеля 8ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В протоčku на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками. На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами. У верхню полицю блоку укручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

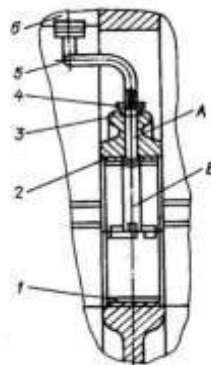


Рисунок 1.3 – Рамовий підшипник.

1-вкладиш нижній; 2-вкладиш верхній; 3-кришка підшипника; 4-фланець; 5-трубка; 6-головна магістраль.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці і рамі, дякуючи чому після обтиску підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхонь розточок в кришці рами. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристроїв.

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

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в

перехресному порядку. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів.

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються сидла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом. Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою.

Паливопровод тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легко знімної кришки.

На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан. Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

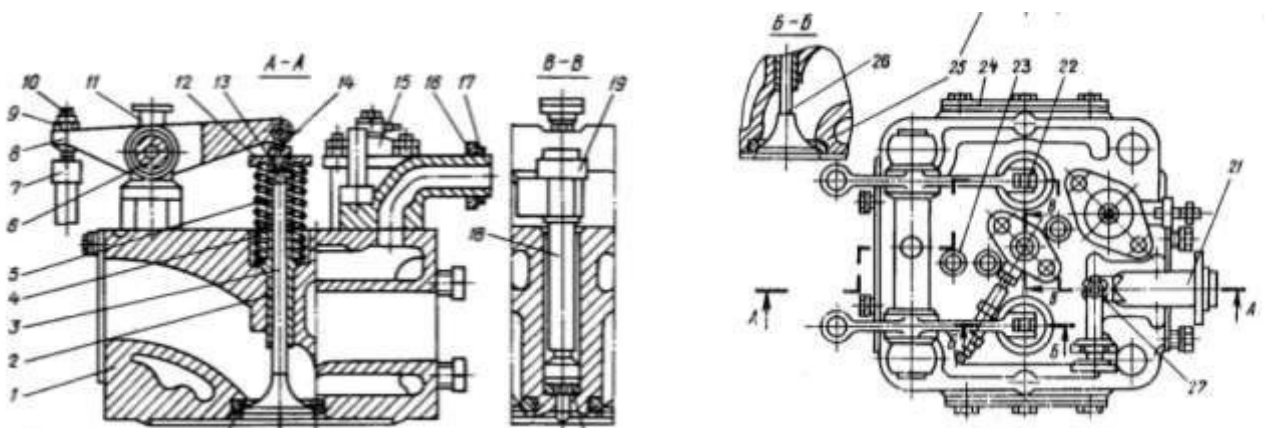


Рисунок 1.4 – Кришка робочого циліндра.

1-кришка; 2-направляюча втулка; 3-впускний клапан; 4-пружина натискна; 5-пружина внутрішня; 6-вісь; 7-штанга; 8-коромисло; 9-контргайка; 10-гвинт натискний; 11-масльонка ковпачкова; 12-тарілка пружини; 13-замок конічний розрізний; 14-сухар; 15-пусковий клапан; 16,19-фланець; 17-гумове кільце; 18-форсунка; 20-прокладка; 21-переливна раковина; 22-ролик; 23-клапан запобіжний; 24-кришка люка; 25-сідло клапана; 26-випускний клапан; 27-клапан декомпресійний.

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Мастило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок.

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла. На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Демпфуюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень.

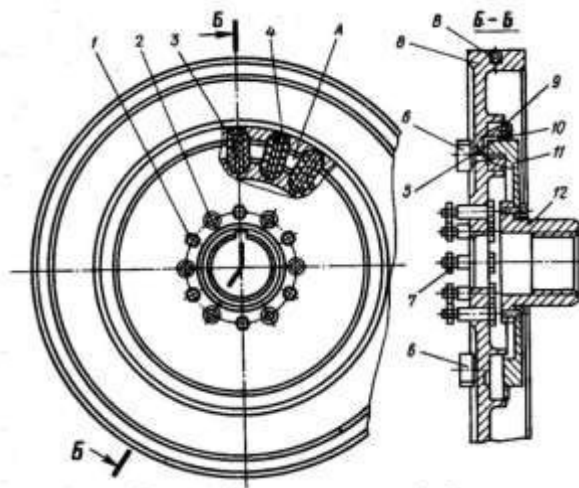


Рисунок 1.5 - Маточина з напівмуфтою.

1,5-гвинт; 2-штифт; 3-колодка гумова; 4-пластина; 6-ударник; 7-гвинт прізойний; 8-маточина; 9-кільце; 10-проволока; 11-напівмуфта; 12-маточина.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів. Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилувач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

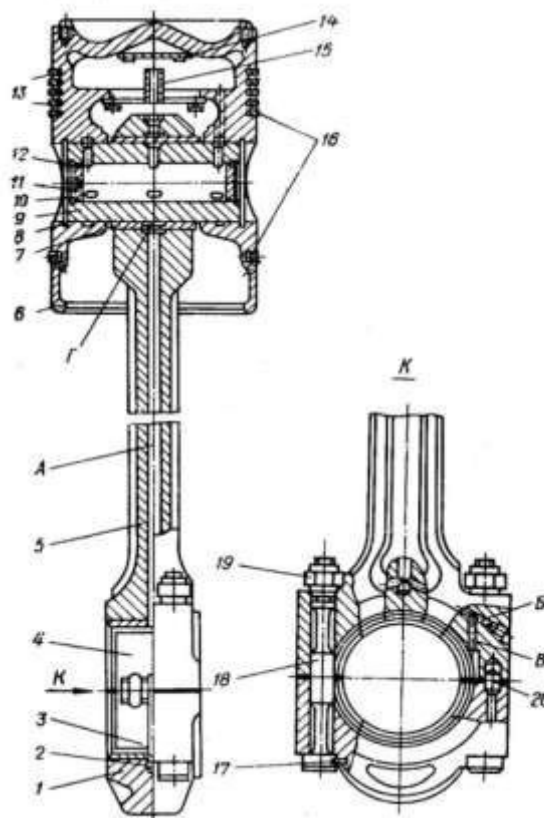


Рисунок 1.6 - Поршень з шатуном.

1-кришка шатунного підшипника; 2,17,20-штіфт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-стержень шатуна; 6-поршень; 7-втулка; 8,10-стопорне кільце; 9-поршневий палець; 11-заглушка; 12-уцильнююче кільце; 13-компресійне кільце; 14-кришка; 15-трубка; 16- кільце масло з'ємне; 18-шатунний болт; 19-гайка шатунного болта.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталевалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом. Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслоз'ємні кільця. У днищі поршня виконане трапецієвидне поглиблення – камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоз'ємних кілець (конструктивно відмінних). Компресійні і маслоз'ємні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напилення, фосфатовані. Маслоз'ємні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені вниз. Цими кромками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається мастило, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут 90° і розташовані по гвинтовій лінії.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Зовні на втулку плунжера одягнена шестерня, що входить в зачеплення із зубами рейки, цим забезпечується регулювання циклової подачі. Втулка плунжера кріпиться стопорним гвинтом. Шестерня утримується верхньою шайбою, яка підтискається до корпусу пружиною. Нижній торець пружини спирається на підставу направляючого стакана. Щоб стакан не випав разом з плунжером, в канавку під стаканом вставлене стопорне кільце.

На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні. Таким чином, при русі рейки повертаються шестерня і плунжер насоса. Переміщення рейки обмежується болтом і вибіркою в рейці. Зверху до корпусу насоса кріпиться чотирма шпильками і гайками фланець накидний, який служить для закріплення нагнітального клапана за допомогою штуцера. Для оберігання корпусу насоса від руйнування, в штуцері передбачена запобіжна прокладка, закріплена нажимним болтом.

Кількість палива, виштовхувань плунжером, регулюється кінцем подачі. Через порожнину насосів постійно відбувається рециркуляція палива, чим забезпечується рівномірне прогрівання насосів і деаерація палива.

Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолодженням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача. Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регульовального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери.

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 0,5 %. Для ліквідації застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Трубопроводи високого тиску сполучені між собою колектором, через який відбувається скидання палива, що поступає в нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску, у витратний бак через клапан. Витоки палива з форсунок по трубках поступають в колектор відвідний і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Для підтримки в паливній системі надмірного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан.

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, відводяться через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

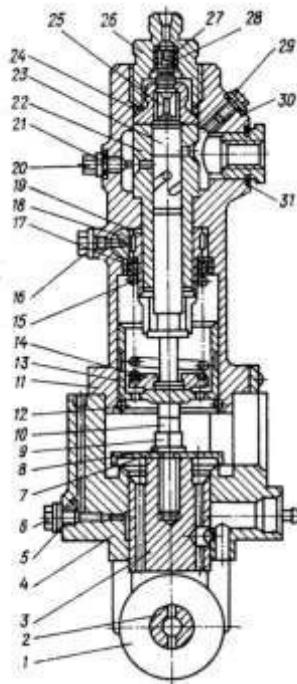


Рисунок 1.7 - Паливний насос з приводом

1-ролик; 2-вісь; 3-повзун; 4,11-корпус; 5,21,30,31-прокладка; 6,29-пробка; 7-паливовітражач; 8-шайба; 10-штовхач; 13-стакан; 14-тарілка плунжера; 15-пружина; 16,20-болт; 17-тарілка верхня; 18-рейка; 19-шестерня; 22-втулка плунжера; 23-плунжер; кільце ущільнюоче; 25-клапан нагнітальний; 26-штуцер нажимний; 27-пружина; 28-обмежувач;

На головній магістралі встановлено запобіжний пристрій, який оберігає вузли системи від руйнування при прориві газів, у разі зависання пускових клапанів.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів. У систему змащення входять: приймальний фільтр, двохсекційний масляний насос, фільтр мастила, охолоджувач мастила, центрифуга, електронасосний агрегат передпускового прокачування мастила, бак мастила, система трубопроводів.

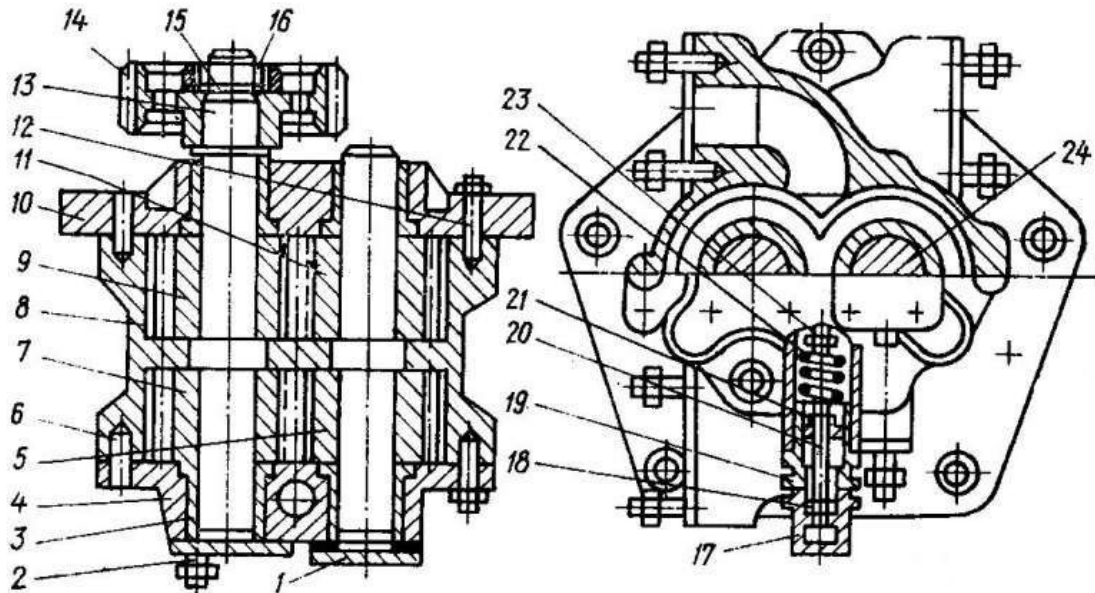


Рисунок 1.8 – Насос масляний.

1-фланець глухий; 2,12-шпилька; 3-втулка; 4-кришка передня; 5,11-шестерня ведена; 6-штифт; 7,9-шестерня ведуча; 8-корпус насоса; 10-кришка задня; 13-вал ведучий; 14-шестерня привідна; 15-стопорна шайба; 16-гайка; 17-ковпак; 18-контргайка; 19-штуцер; 20-гвинт регулювальний; 21-тарілка; 22-пружина; 23-клапан; 24-вал ведений.

Система охолодження двигуна 2-х контурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контура охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

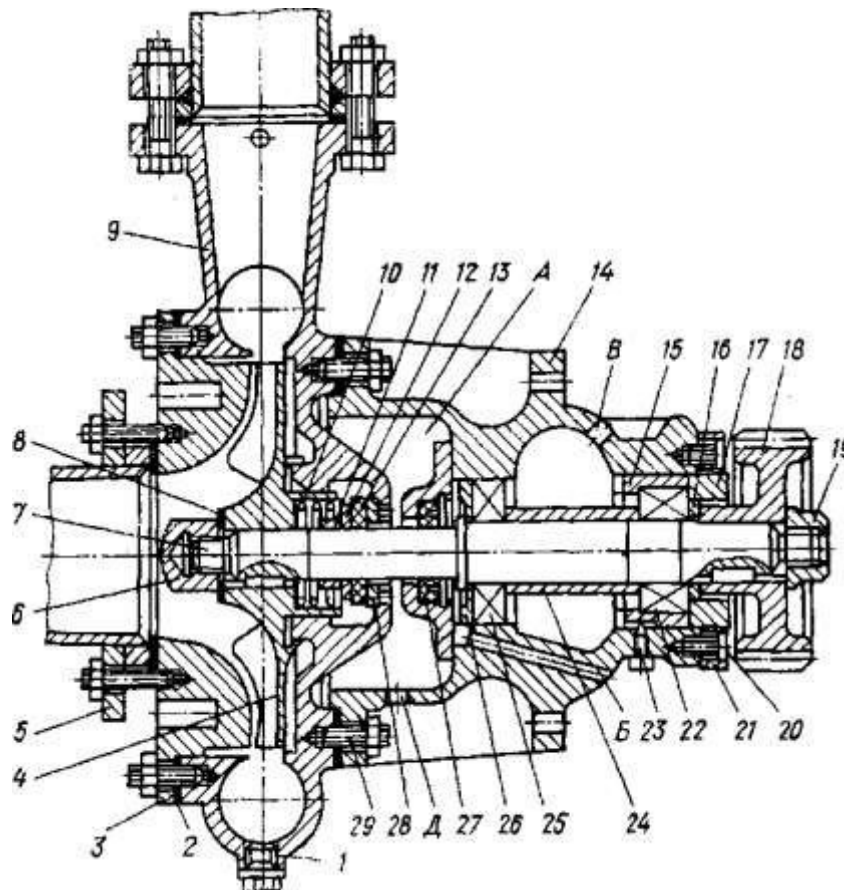


Рисунок 1.9 - Водяний насос.

1-пробка; 2-прокладка; 3-кришка; 4-робоче колесо; 5-фланець; 6,17,19,21-гайка; 7-валик; 8-замкова пластина; 9-корпус насоса; 10-пружина; 11-обойма; 12-гумова втулка; 13-текстолітове кільце; 14-кронштейн; 15-втулка; 16-регулювальне кільце; 18-привідна шестерня; 20,23-гвинт; 22,25-підшипник; 24-втулка розпору; 26-маслоотбойник; 27-манжетное ущільнення; 28-бронзове кільце; 29-шпилька.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту для встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості експлуатації та завдання покладені на неї.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо покращення його вихідних техніко-економічних показників, при збереженні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 500$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8]	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 8$
Діаметр циліндру двигуна-прототипу, в м	$d_{\text{пр}} = 0.25$
Хід поршня двигуна-прототипу, в м	$s_{\text{пр}} = 0.34$
Коефіцієнт тактності	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку

Тиск наддуву, згідно [1, ст 8] в кПа	$p_B = 150$
Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8]	$\alpha = 1.87$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$\Delta T = 15$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$T'_r = 800$
Максимальний тиск згоряння, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_{\text{max}} = 8500$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст 10]	$\xi_z = 0.77$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10]	$\xi = 0.95$
Показник політропи стиску агрегату наддуву, згідно [1, ст 10],	$n_K = 1.6$
Середній показник політропи стиску згідно [1, ст 10], для процесів: стиску,	$n_1 = 1.361$
розширення	$n_2 = 1.227$

Рідке паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015 наступного складу:

$C_p = 0.87$ - частка вуглецю в рідкому паливі;

$H_p = 0.126$ - частка водню в рідкому паливі;

$O_p = 0.004$ - частка кисню в рідкому паливі;

$S_p = 0$ - частка сірки в рідкому паливі;

$W_p = 0.1$ - частка води в рідкому паливі;

Газове паливо: Природний газ, ДСТУ ISO 13443:2015 наступного складу:

$CH_4 = 98.0$ - об'ємний вміст метану; або $R_{CH_4} = \frac{CH_4}{100} = 0.98$

$C_2H_6 = 0.4$ - об'ємний вміст етану; або $R_{C_2H_6} = \frac{C_2H_6}{100} = 4 \times 10^{-3}$

$C_3H_8 = 0.2$ - об'ємний вміст пропану; або $R_{C_3H_8} = \frac{C_3H_8}{100} = 2 \times 10^{-3}$

$C_4H_{10} = 0.1$ - об'ємний вміст бутану; або $R_{C_4H_{10}} = \frac{C_4H_{10}}{100} = 0.001$

$C_5H_{12} = 0.1$ - об'ємний вміст пентану; або $R_{C_5H_{12}} = \frac{C_5H_{12}}{100} = 0.001$

$CO_2 = 0.2$ - об'ємний вміст двоокису вуглецю; або $R_{CO_2} = \frac{CO_2}{100} = 0.002$

$CO = 0.0$ - об'ємний вміст чадного газу; або $R_{CO} = \frac{CO}{100} = 0$

$N_2 = 1.0$ - об'ємний вміст азоту; або $R_{N_2} = \frac{N_2}{100} = 0.010$

$O_2 = 0$ - об'ємний вміст кисню; або $R_{O_2} = \frac{O_2}{100} = 0$

$H_2 = 0$ - об'ємний вміст етану; або $R_{H_2} = \frac{H_2}{100} = 0$

$\Delta p_r = 50$ кПа - надлишковий тиск в системі подачі газового палива;

$t_r = 37$ °C - температура газового палива в системі подачі газового палива;

2.1.3 Визначення параметрів палива та робочого тіла

Перевірка матеріального балансу рідкого палива, в частках

$$\Sigma_{p.\Pi} = C_p + H_p + O_p = 0.87 + 0.126 + 4 \times 10^{-3} = 1$$

$$\text{та у \%} \quad \Sigma_{p.\Pi} \cdot 100 = 100$$

Перевірка об'ємного балансу складових компонентів газового палива

$$\Sigma_{k.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 98 \\ 0.4 \\ 0.2 \\ 0.1 \\ 0.1 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.2 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

або

$$\Sigma_{r.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}_2} \\ R_{\text{CO}} \\ R_{\text{N}_2} \\ R_{\text{O}_2} \\ R_{\text{H}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.98 \\ 0.004 \\ 0.002 \\ 0.001 \\ 0.001 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.002 \\ 0 \\ 0.01 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 1$$

Розрахунок матеріального балансу змішаного палива, у %

Задамо частку рідкого палива що подається в циліндр двигуна

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_\Gamma = 1$$

де $\delta_p = 0.05$ - частка рідкого палива; або у % $\delta_p \cdot 100 = 5$

$\delta_\Gamma = (1 - \delta_p) = 1 - 0.05 = 0.95$ - доля газового палива; або у % $\delta_\Gamma \cdot 100 = 95$

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_\Gamma = 0.05 + 0.95 = 1$$

$$\text{або у \%} \quad \delta_{\text{см}} \cdot 100 = 100$$

Питомий показник співвідношення палива, в кг / кмоль

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V_e}$$

де $B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p$ кг / год - годинна витрата рідкого палива;

$b'_e = 0.220$ кг / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата рідкого палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p = 0.22 \cdot 500 \cdot 0.05 = 5.5$$

$V_e = v'_e \cdot P_e$ нм³ / год - годинна витрата газового палива;

$v'_e = 0.250$ нм³ / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата газового палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$V'_e = v'_e \cdot P_e = 0.25 \cdot 500 = 125$$

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e} = \frac{22.4 \cdot 5.5}{125} = 0.986$$

Розрахунок нижчої теплоти згоряння палива

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

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C_p \\ 105.6 \cdot H_p \\ -10.88 \cdot (O_p - S_p) \\ -2.514 \cdot W_p \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Нижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 0.98 \\ 637.3 \cdot 0.4 \\ 912.3 \cdot 0.2 \\ 1186 \cdot 0.1 \\ 1460 \cdot 0.1 \end{pmatrix} = 35805.58$$

Нижча теплота згоряння суміші рідкого та газового палива в кДж / кмоль:

$$Q_{н.см} = Q_{н.р} \cdot q + Q_{н.г} \cdot 22.4 = 42512.38 \cdot 0.99 + 35805.58 \cdot 22.4 = 843945.19$$

2.1.4 Визчення параметрів робочого тіла

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

$$L_{0p} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C_p}{12} + \frac{H_p}{4} - \frac{O_p}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{4 \times 10^{-3}}{32} \right) = 0.495$$

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

$$L_{0Г} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4 \right) \cdot R_{CH4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6 \right) \cdot R_{C2H6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8 \right) \cdot R_{C3H8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10 \right) \cdot R_{C4H10} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12 \right) \cdot R_{C5H12} \\ -R_{O2} \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4 \right) \cdot 0.98 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6 \right) \cdot 0.004 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8 \right) \cdot 0.002 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10 \right) \cdot 0.001 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12 \right) \cdot 0.001 \\ -0 \end{bmatrix} = 9.517$$

Кількість свіжого заряду, при згорянні газового палива в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_{1Г} = 1 + \alpha \cdot L_{0Г} = 1 + 1.87 \cdot 9.517 = 18.796$$

Кількість свіжого заряду, при згорянні рідкого палива в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_{1p} = \alpha \cdot L_{0p} = 1.87 \cdot 0.495 = 0.925$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{150}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 339.468$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{int} = 30$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 339.468 - 30 = 309.468$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0r} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0r}}$$

де $T_r = 273 + t_r = 273 + 37 = 310$ К - температура поступаючого газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0r} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0r}} = \frac{309.468 + 1.87 \cdot 9.517 \cdot 310}{1 + 1.87 \cdot 9.517} = 309.972$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі (вибирається з діапазону $\Delta p_{охл} = 3 - 5$ кПа)

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 150 - 3 = 147$$

Тиск газоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву, в кПа

$$p_{cm} = \frac{p_{int} + \alpha \cdot L_{0r} \cdot p_r}{1 + \alpha \cdot L_{0r}} = \frac{147 + 1.87 \cdot 9.517 \cdot 151.3}{1 + 1.87 \cdot 9.517} = 151.071$$

де $p_r = p_a + \Delta p_r = 101.3 + 50 = 151.3$ кПа - тиск газу в системі подачі;

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 150 = 142.5$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 147 = 157.29$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T'_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{309.972 + 15}{800} \cdot \frac{157.29}{12.5 \cdot 142.5 - 157.29} = 0.039$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_r = (0,03...0,06)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_V = \frac{T_{cm} \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{309.972 \cdot (12.5 \cdot 142.5 - 157.29)}{(309.972 + 15) \cdot (12.5 - 1) \cdot 151.071} = 0.892$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,80...0,90)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T'_r}{1 + \gamma_r} = \frac{309.972 + 15 + 0.039 \cdot 800}{1 + 0.039} = 342.954$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...350)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.361$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 142.5 \cdot 12.5^{1.361} = 4433.119$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (3000 \dots 5000)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 342.954 \cdot 12.5^{1.361 - 1} = 853.533$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (800 \dots 950)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C_p}{12} + \sum \left[\begin{array}{c} (R_{\text{CO}}) \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{array} \right] = 0.986 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \left(\begin{array}{c} 0 \\ 0.98 \\ 2 \cdot 0.004 \\ 3 \cdot 0.002 \\ 4 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0.002 \end{array} \right) = 1.084$$

Водяної пари H_2O

$$M_{H_2O} = R_{H_2} + \sum \left[\begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H_p \end{pmatrix} \right] = 0 + \sum \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.98 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.004 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.002 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 0.986 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.053$$

Кисню O_2

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \left[(\alpha - 1) \cdot L_{0\Gamma} \dots \right] = 0.21 \cdot [(1.87 - 1) \cdot 9.517 + -0.986 \cdot 0.495] = 1.636$$

$$\left[+ -q \cdot L_{0p} \right]$$

Азоту N_2

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0\Gamma} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.87 \cdot 9.517 + 0.01 = 14.069$$

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} \dots = 1.084 + 2.053 + 1.636 + 14.069 = 18.843$$

$$+ M_{O_2} + M_{N_2}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_{1\Gamma} = 18.843 - 18.796 = 0.047$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_{1\Gamma}} = \frac{18.843}{18.796} = 1.002$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні, $\beta_0 = (1,0..1,016)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.002 + 0.039}{1 + 0.039} = 1.002$$

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

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{8500}{4433.119} = 1.917$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^\circ\text{C}$

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ C_p \cdot C_{V1} \\ H_p \cdot C_{V1} \\ O_p \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.98 \cdot 29.31 \\ 0.004 \cdot 29.31 \\ 0.002 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0.002 \cdot 29.31 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0.01 \cdot 20.93 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 0.004 \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 174.666$$

де C_{VK} - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

$C_{V3} = 29.31$ - для 3-х і багатоатомних компонентів;

$C_{V2} = 20.93$ - для 2-х атомних компонентів;

$C_{V1} = 12.56$ - для одноатомних компонентів.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

двоокису вуглецю:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1.084}{18.843} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO_2} \cdot 100 = 5.6$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.053}{18.843} = 0.109 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 10.896$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.636}{18.843} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 8.684$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{14.069}{18.843} = 0.747 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.665$$

Середня питома теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^\circ\text{C}$

$$C''_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CO_2} \cdot C_{V3} \\ R_{N_2} \cdot C_{V2} \\ R_{O_2} \cdot C_{V2} \\ R_{H_2O} \cdot C_{V3} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.058 \cdot 29.31 \\ 0.747 \cdot 20.93 \\ 0.087 \cdot 20.93 \\ 0.109 \cdot 29.31 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 93.32$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot Q_{H.cm}}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0r})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$A = \left[\frac{\xi_z \cdot Q_{H.cm}}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0r})} \right] = \frac{0.77 \cdot 843945.194}{1.002 \cdot (1 + 0.039) \cdot (1 + 1.87 \cdot 9.517)} = 33184.861$$

$$B = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.666 \cdot 853.533}{1.002} = 148728.106$$

$$T_z = \frac{(A + B)}{C''_V} = \frac{33184.861 + 148728.106}{93.32} = 1949.345$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800...2300)K$, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.002 \cdot 1.949 \times 10^3}{1.917 \cdot 853.533} = 1.194$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20...1,55)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_{роз} = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p}}{L_{0r}}} = \frac{1.87}{1 + 0.986 \cdot \frac{0.495}{9.517}} = 1.779$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.194} = 10.469$$

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

$$n_2 = 1.227$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8500}{10.469^{1.227}} = 476.413$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1949.345}{10.469^{1.227-1}} = 1143.848$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1143.848}{\sqrt[3]{\frac{476.413}{157.29}}} = 790.571$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T'_r|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|790.571 - 800|}{790.571} \cdot 100 = 1.193$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{4433.119}{12.5 - 1} = 385.489$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.917 \cdot (1.194 - 1) = 0.372$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.917 \cdot 1.194}{1.227 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.469^{1.227 - 1}} \right) = 4.167$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.361 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.361 - 1}} \right) = 1.657$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 385.489 \cdot (0.372 + 4.167 - 1.657) = 1111.045$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.95 \cdot 1111.045 = 1055.493$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск $p_{mi} = (750 \dots 1100)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{M_{1\Gamma} \cdot p_{mi} \cdot T_{cm}}{\eta_V \cdot Q_{H,cm} \cdot p_{cm}} = 8.314 \cdot \frac{18.796 \cdot 1055.493 \cdot 309.972}{0.892 \cdot 843945.194 \cdot 151.071} = 0.45$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0,45 \dots 0,50)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} \cdot \delta_p = \frac{3600}{0.45 \cdot 42512.38} \cdot 0.05 = 0.009$$

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

$$v_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \delta_\Gamma = \frac{3600}{0.45 \cdot 35805.58} \cdot 0.95 = 0.212$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

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

де $s_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.667 = 154.867$$

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

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1055.493 - 154.867 = 900.626$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $p_{me} = (550...850)$ кПа. Отримане значення входить даний діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{900.626}{1055.493} = 0.853$$

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

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.45 \cdot 0.853 = 0.384$$

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

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

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{0.212}{0.853} = 0.249$$

Питома ефективна витрата рідкого палива, в кг / (кВт год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.009}{0.853} = 0.011$$

Годинна витрата газу, в м³ / год

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.249 \cdot 500 = 124.442$$

Похибка по годинній витраті газового палива, у %

$$\Delta V_e = \frac{|V_e - V'_e|}{V_e} \cdot 100 = \frac{|124.442 - 125|}{124.442} \cdot 100 = 0.448$$

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

Годинна витрата рідкого палива, в кг / год

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.011 \cdot 500 = 5.516$$

Похибка ефективна витрата рідкого палива, у %

$$\Delta B_e = \frac{|B_e - B'_e|}{B_e} \cdot 100 = \frac{|5.516 - 5.5|}{5.516} \cdot 100 = 0.296$$

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

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{500 \cdot 10^3}{900.626 \cdot 500} = 133.241$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{133.241}{8} = 16.655$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.34}{0.25} = 1.36 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.655}{\pi \cdot 1.36}} = 249.827$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.827 = 339.765$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 250 \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 340 \cdot 10^{-3} = 0.34$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 8}{4} \cdot 10^3 = 133.518$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{900.626 \cdot 133.518 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 501.04$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{501.04 + 500}{2} = 500.52$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|501.04 - 500|}{500.52} \cdot 100 = 0.208$$

Отримана величина не виходить за допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.017}{12.5 - 1} = 1.451 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.017 + 1.451 \times 10^{-3} = 0.018$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.194 = 1.733 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 142.5$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 142.5$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 142.5$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 143.517$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 142.5$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 146.646$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 142.5$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 152.129$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 142.5$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 160.405$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 142.5$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 172.175$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 142.5$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 188.512$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 142.5$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 211.053$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 142.5$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 242.325$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 142.5$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 286.322$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 142.5$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 349.539$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 142.5$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 442.883$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 142.5$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 585.267$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 142.5$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 810.258$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 142.5$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1177.114$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 142.5$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1780.959$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 142.5$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2717.157$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 142.5$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 3848.268$

V(360) = 0.00145	p(360) = 4433.119	V(540) = 0.01814	p(540) = 476.413
V(370) = 0.00161	p(370) = 8500	V(550) = 0.01805	p(550) = 157.29
V(380) = 0.00208	p(380) = 6795.62	V(560) = 0.01776	p(560) = 157.29
V(390) = 0.00284	p(390) = 4643.349	V(570) = 0.01729	p(570) = 157.29
V(400) = 0.00384	p(400) = 3196.7	V(580) = 0.01663	p(580) = 157.29
V(410) = 0.00506	p(410) = 2282.842	V(590) = 0.01579	p(590) = 157.29
V(420) = 0.00642	p(420) = 1702.613	V(600) = 0.01477	p(600) = 157.29
V(430) = 0.00789	p(430) = 1324.251	V(610) = 0.01359	p(610) = 157.29
V(440) = 0.00938	p(440) = 1069.787	V(620) = 0.01228	p(620) = 157.29
V(450) = 0.01086	p(450) = 893.692	V(630) = 0.01086	p(630) = 157.29
V(460) = 0.01228	p(460) = 768.891	V(640) = 0.00938	p(640) = 157.29
V(470) = 0.01359	p(470) = 678.837	V(650) = 0.00789	p(650) = 157.29
V(480) = 0.01477	p(480) = 613.116	V(660) = 0.00642	p(660) = 157.29
V(490) = 0.01579	p(490) = 565.002	V(670) = 0.00506	p(670) = 157.29
V(500) = 0.01663	p(500) = 530.061	V(680) = 0.00384	p(680) = 157.29
V(510) = 0.01729	p(510) = 505.342	V(690) = 0.00284	p(690) = 157.29
V(520) = 0.01776	p(520) = 488.893	V(700) = 0.00208	p(700) = 157.29
V(530) = 0.01805	p(530) = 479.478	V(710) = 0.00161	p(710) = 157.29

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 18295.46$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.83 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.096 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.096 \times 10^3 \cdot 0.95 = 1.041 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.055 \times 10^3 + 1.041 \times 10^3}{2} = 1.048 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi.cp}} \cdot 100 = \frac{|1.055 \times 10^3 - 1.041 \times 10^3|}{1.048 \times 10^3} \cdot 100 = 1.344$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 150^\circ$ до ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4433.119 = 5319.743$$

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

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 8500 = 8500$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 142.5$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 142.5$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4433.119$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8500$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 476.413$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.206 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.289 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 373$	$p(\varphi_{z'}) = 8.5 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.719 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 565.002$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 157.29$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 142.5$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 152.129$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.32 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zd} = 367$	$p_{zd} = 8.5 \times 10^3$	$V(\varphi_{zd}) = 1.529 \times 10^{-3}$

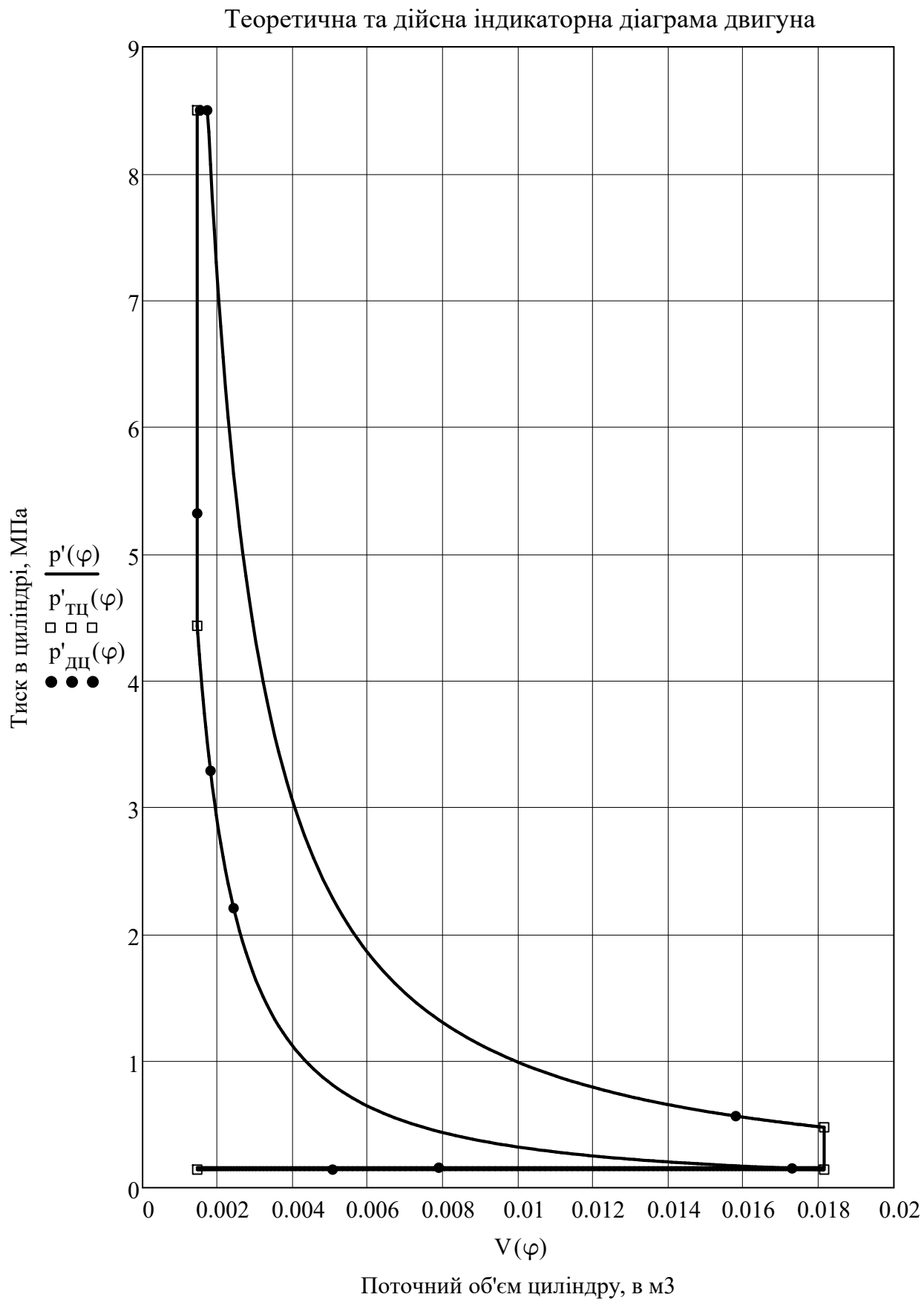


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

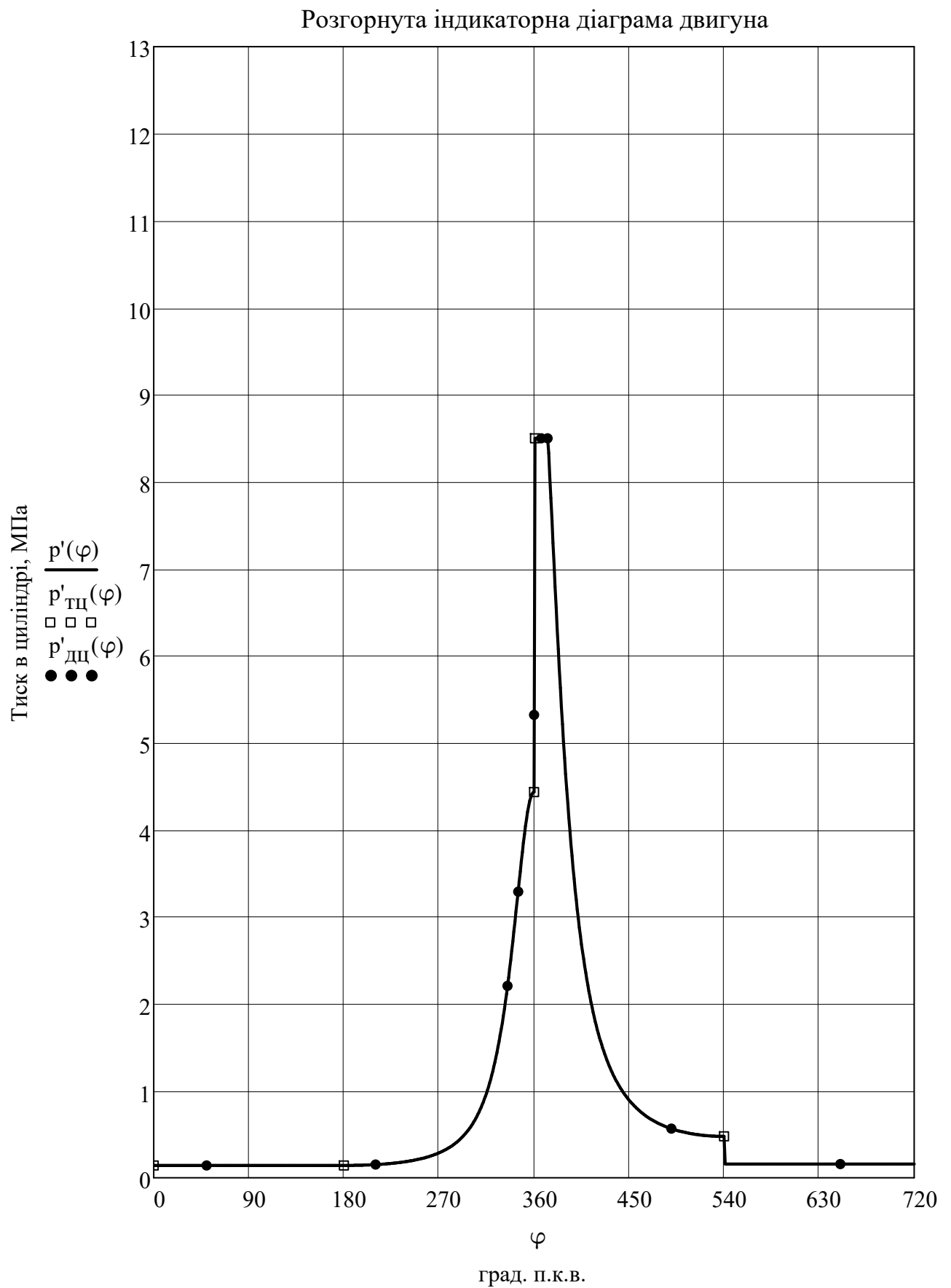


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

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;

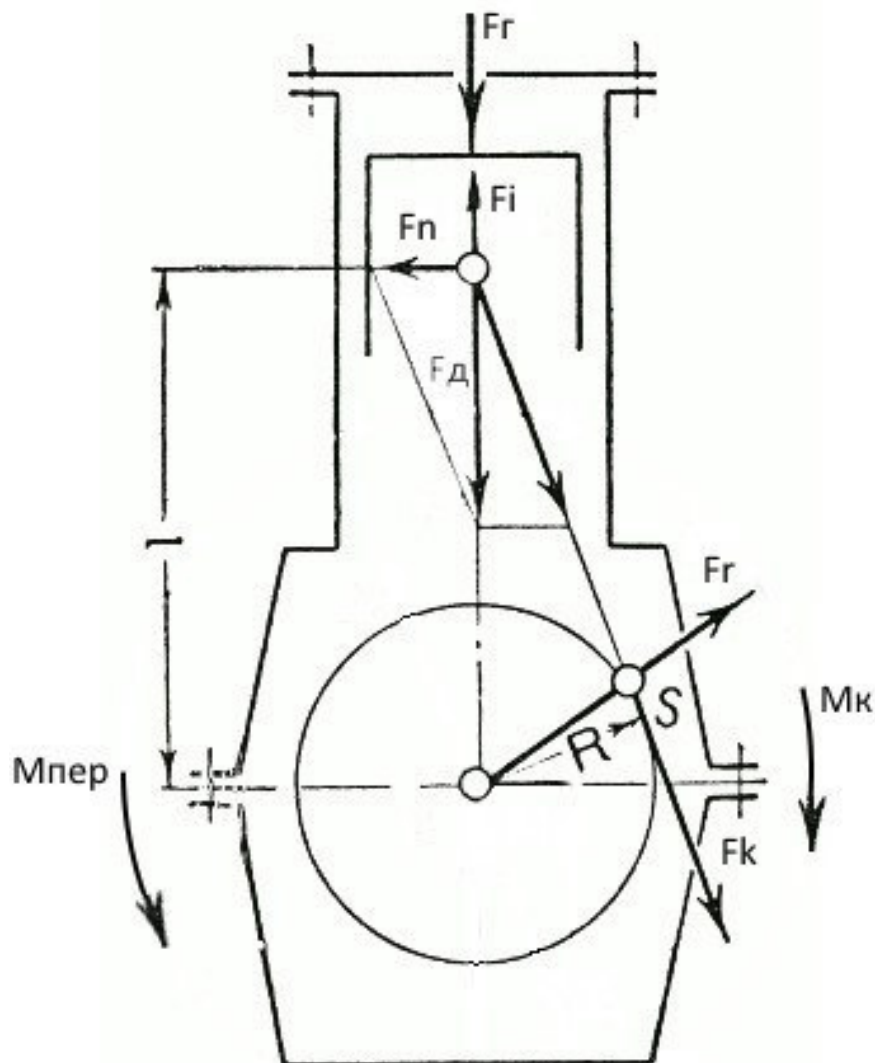


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 45.85$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 58.75$ кг - маса комплексу шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 45.85 + \frac{1}{3} \cdot 58.75 = 65.433$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.34}{2} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = 2.022$	$F_i(0) = -38.303$	$F_d(0) = -36.281$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.022$	$F_i(30) = -30.314$	$F_d(30) = -28.292$	$M_k(30) = -2.942$
$F_r(60) = 2.022$	$F_i(60) = -11.345$	$F_d(60) = -9.322$	$M_k(60) = -1.553$
$F_r(90) = 2.022$	$F_i(90) = 7.807$	$F_d(90) = 9.829$	$M_k(90) = 1.671$
$F_r(120) = 2.022$	$F_i(120) = 19.152$	$F_d(120) = 21.174$	$M_k(120) = 2.708$
$F_r(150) = 2.022$	$F_i(150) = 22.507$	$F_d(150) = 24.529$	$M_k(150) = 1.619$
$F_r(180) = 2.022$	$F_i(180) = 22.689$	$F_d(180) = 24.712$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.495$	$F_i(210) = 22.507$	$F_d(210) = 25.002$	$M_k(210) = -1.65$
$F_r(240) = 4.281$	$F_i(240) = 19.152$	$F_d(240) = 23.433$	$M_k(240) = -2.997$
$F_r(270) = 9.082$	$F_i(270) = 7.807$	$F_d(270) = 16.889$	$M_k(270) = -2.871$
$F_r(300) = 23.757$	$F_i(300) = -11.345$	$F_d(300) = 12.412$	$M_k(300) = -2.067$
$F_r(330) = 82.45$	$F_i(330) = -30.314$	$F_d(330) = 52.136$	$M_k(330) = -5.422$
$F_r(360) = 212.638$	$F_i(360) = -38.303$	$F_d(360) = 174.334$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 222.957$	$F_i(390) = -30.314$	$F_d(390) = 192.643$	$M_k(390) = 20.035$
$F_r(420) = 78.604$	$F_i(420) = -11.345$	$F_d(420) = 67.26$	$M_k(420) = 11.202$
$F_r(450) = 38.896$	$F_i(450) = 7.807$	$F_d(450) = 46.703$	$M_k(450) = 7.94$
$F_r(480) = 25.124$	$F_i(480) = 19.152$	$F_d(480) = 44.275$	$M_k(480) = 5.663$
$F_r(510) = 19.833$	$F_i(510) = 22.507$	$F_d(510) = 42.34$	$M_k(510) = 2.794$
$F_r(540) = 18.413$	$F_i(540) = 22.689$	$F_d(540) = 41.102$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.748$	$F_i(570) = 22.507$	$F_d(570) = 25.255$	$M_k(570) = -1.667$
$F_r(600) = 2.748$	$F_i(600) = 19.152$	$F_d(600) = 21.9$	$M_k(600) = -2.801$
$F_r(630) = 2.748$	$F_i(630) = 7.807$	$F_d(630) = 10.555$	$M_k(630) = -1.794$
$F_r(660) = 2.748$	$F_i(660) = -11.345$	$F_d(660) = -8.596$	$M_k(660) = 1.432$
$F_r(690) = 2.748$	$F_i(690) = -30.314$	$F_d(690) = -27.566$	$M_k(690) = 2.867$
$F_r(720) = 2.748$	$F_i(720) = -38.303$	$F_d(720) = -35.555$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -36.281$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -3.651$	$F_r(30) = -22.676$	$F_k(30) = -17.308$	$M_{пер}(30) = 2.942$
$F_n(60) = -2.119$	$F_r(60) = -2.826$	$F_k(60) = -9.133$	$M_{пер}(60) = 1.553$
$F_n(90) = 2.603$	$F_r(90) = -2.603$	$F_k(90) = 9.829$	$M_{пер}(90) = -1.671$
$F_n(120) = 4.814$	$F_r(120) = -14.756$	$F_k(120) = 15.93$	$M_{пер}(120) = -2.708$
$F_n(150) = 3.166$	$F_r(150) = -22.826$	$F_k(150) = 9.523$	$M_{пер}(150) = -1.619$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -24.712$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.227$	$F_r(210) = -23.266$	$F_k(210) = -9.707$	$M_{пер}(210) = 1.65$
$F_n(240) = -5.328$	$F_r(240) = -16.33$	$F_k(240) = -17.629$	$M_{пер}(240) = 2.997$
$F_n(270) = -4.473$	$F_r(270) = -4.473$	$F_k(270) = -16.889$	$M_{пер}(270) = 2.871$
$F_n(300) = -2.822$	$F_r(300) = 3.762$	$F_k(300) = -12.16$	$M_{пер}(300) = 2.067$
$F_n(330) = -6.729$	$F_r(330) = 41.787$	$F_k(330) = -31.895$	$M_{пер}(330) = 5.422$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 174.334$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 24.863$	$F_r(390) = 154.403$	$F_k(390) = 117.854$	$M_{пер}(390) = -20.035$
$F_n(420) = 15.292$	$F_r(420) = 20.386$	$F_k(420) = 65.895$	$M_{пер}(420) = -11.202$
$F_n(450) = 12.368$	$F_r(450) = -12.368$	$F_k(450) = 46.703$	$M_{пер}(450) = -7.94$
$F_n(480) = 10.066$	$F_r(480) = -30.855$	$F_k(480) = 33.31$	$M_{пер}(480) = -5.663$
$F_n(510) = 5.465$	$F_r(510) = -39.4$	$F_k(510) = 16.438$	$M_{пер}(510) = -2.794$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -41.102$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.259$	$F_r(570) = -23.502$	$F_k(570) = -9.805$	$M_{пер}(570) = 1.667$
$F_n(600) = -4.979$	$F_r(600) = -15.262$	$F_k(600) = -16.476$	$M_{пер}(600) = 2.801$
$F_n(630) = -2.795$	$F_r(630) = -2.795$	$F_k(630) = -10.555$	$M_{пер}(630) = 1.794$
$F_n(660) = 1.954$	$F_r(660) = -2.605$	$F_k(660) = 8.422$	$M_{пер}(660) = -1.432$
$F_n(690) = 3.558$	$F_r(690) = -22.094$	$F_k(690) = 16.864$	$M_{пер}(690) = -2.867$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -35.555$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

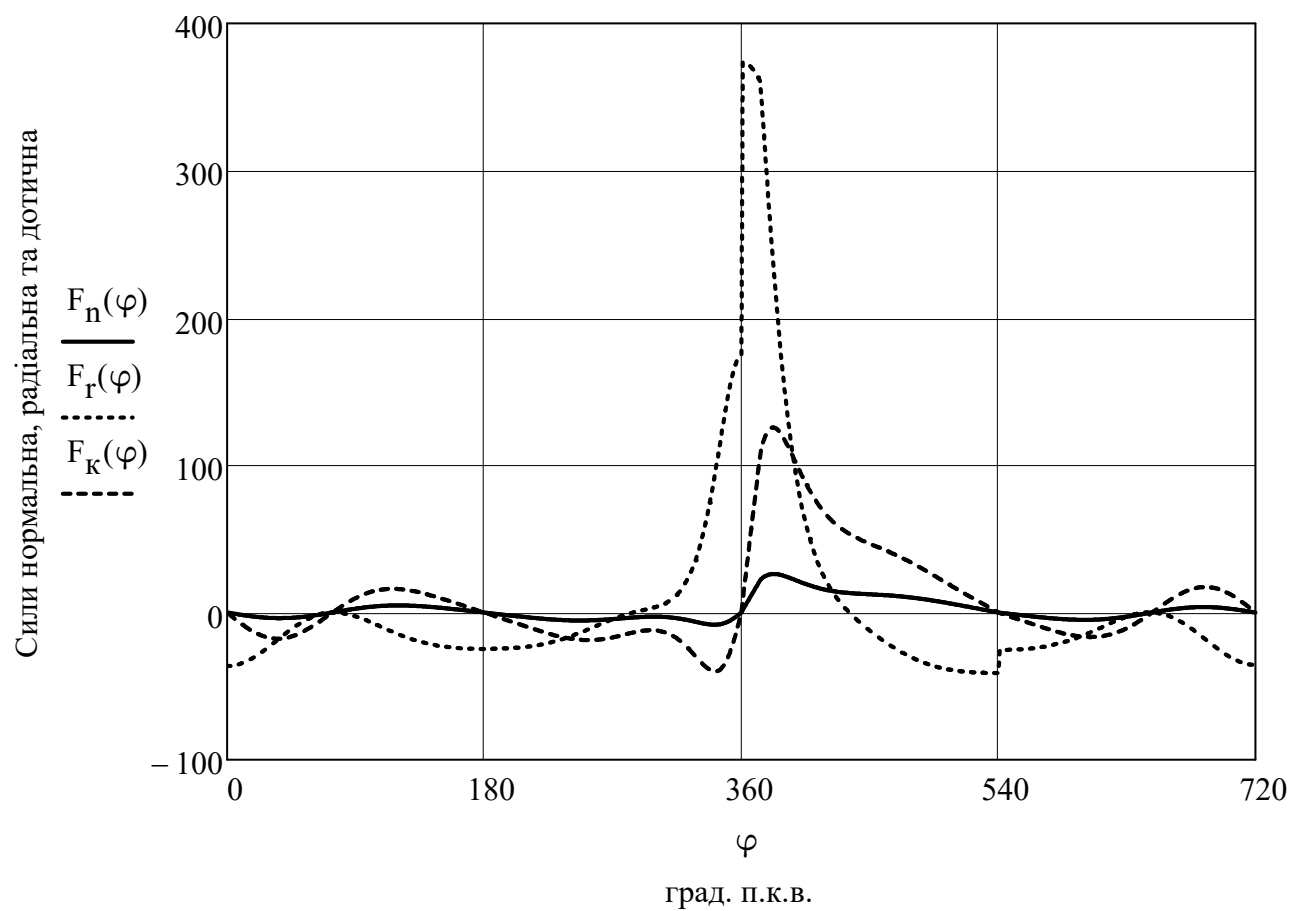
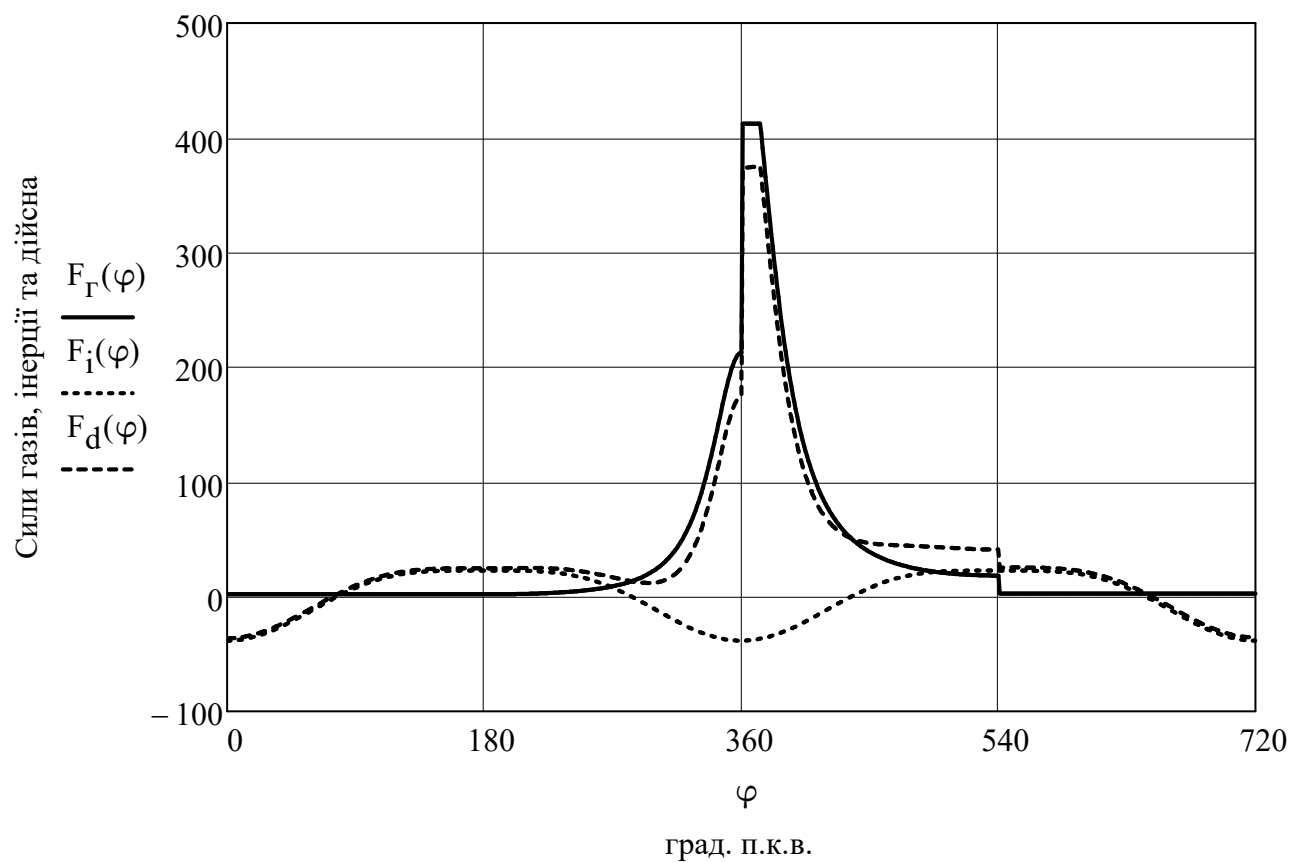


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

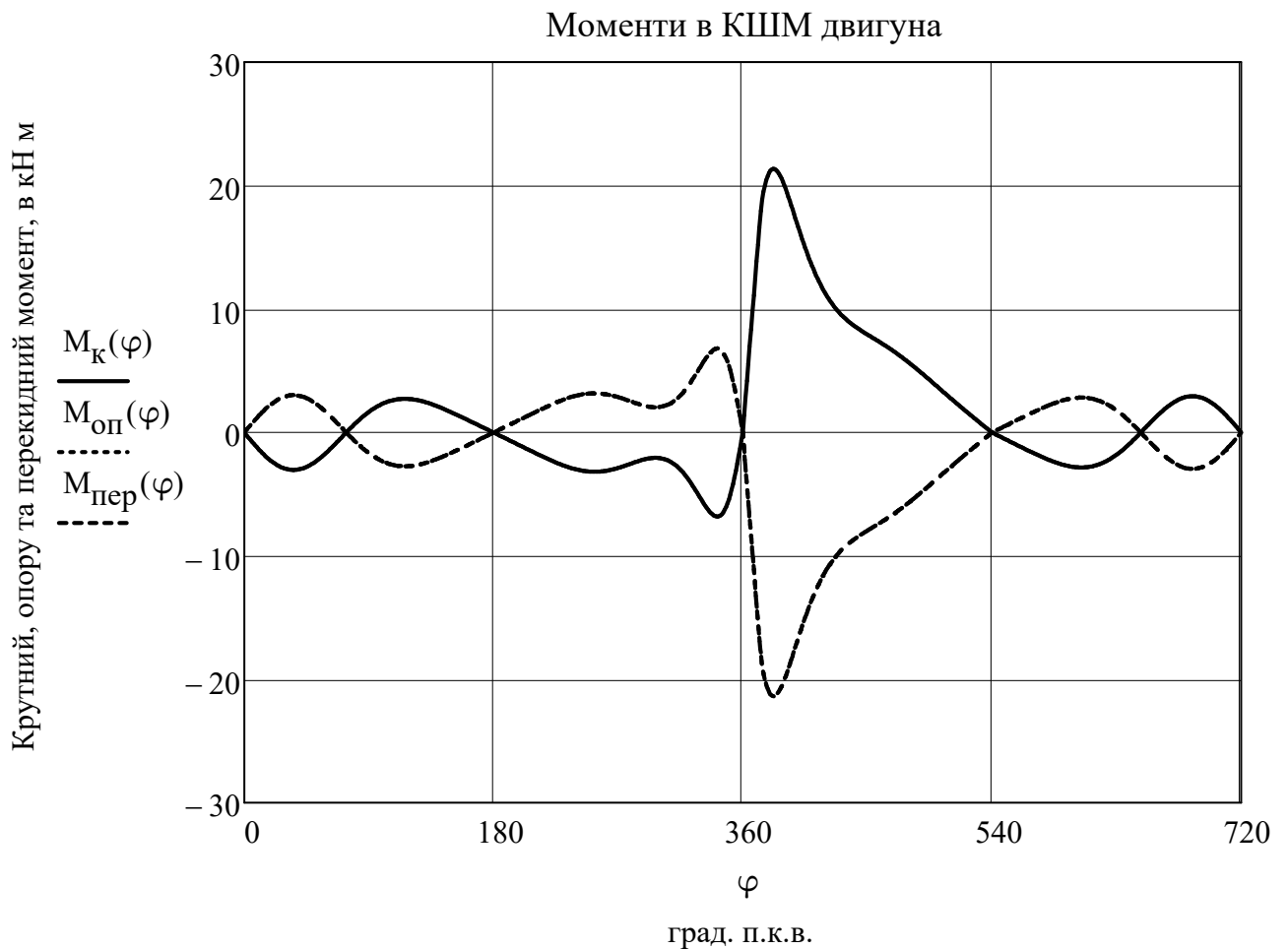


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{8} = 90$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

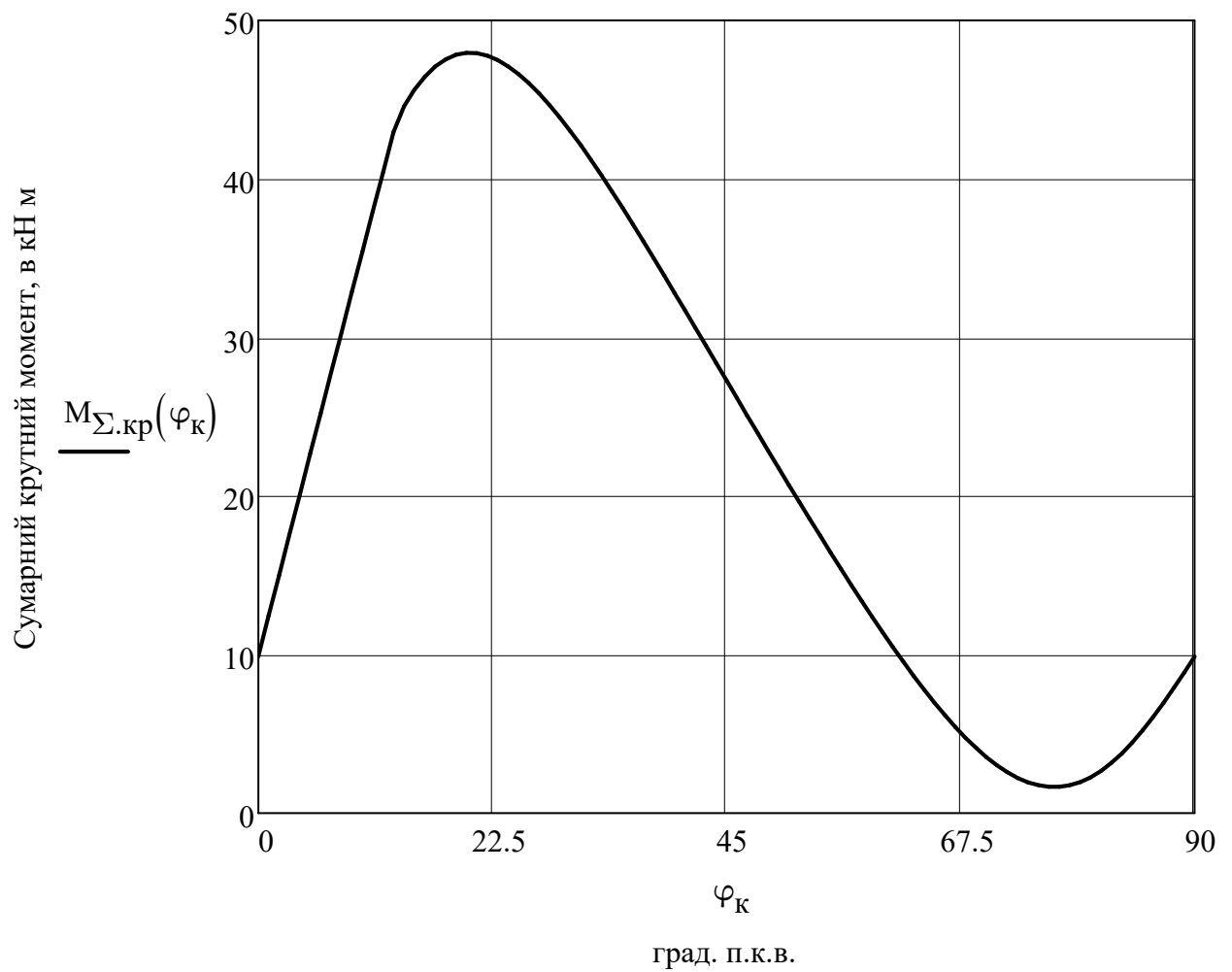


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 9.89$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 32.882$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 17.5$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 47.549$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 8.652$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 45.393$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.585$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 37.15$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.667$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 27.295$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 9.89$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{Q_{н.р} \cdot B_e + Q_{н.г} \cdot V_e}{3.6} = \frac{42512.38 \cdot 5.516 + 35805.58 \cdot 124.442}{3.6} = 1302843.379$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 500 = 500000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{500000}{1302843.379} \cdot 100 = 38.378$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1302843.379 \cdot 0.384 = 500000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{500000 - 500000}{500000} \cdot 100 = -0$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.П}$ - 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

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

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

$W_{г.р} = 0.14$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{вип} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_W = \sum \begin{pmatrix} -W_{нап} \\ W_{ст} \\ W_{г.р} \\ W_{вип} \end{pmatrix} \cdot Q_{П} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.14 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot 1302843.379 = 247540.242$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра, в Дж / с

$$Q_{T.П} = 1000 \cdot P_{П}$$

де $P_{П}$ - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{П} = \frac{p_{ср.г} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}$$

$p_{ср.г}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{ср.г} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 154.867 = 92.92$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.017 \cdot 500 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 51.694$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 51.694 = 51693.598$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 247540.242 + 51693.598 = 299233.84$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{299233.84 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.009$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{8.57 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.933$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.933 = 933.172$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 247540.24 + 51693.6 + 933.17 = 300167.01$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{300167.012}{1302843.379} \cdot 100 = 23.039$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 790.571 - 273 = 517.571$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 342.954 - 273 = 69.954$$

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 517.571 = 33.568$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 69.954 = 29.13$$

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

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

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - \delta_p) = 18.843 \cdot 33.568 \cdot 517.571 \cdot (1 - 0.05) = 3.11 \times 10^5$$

$$B = M_{1Г} \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - \delta_p) = 18.796 \cdot 29.13 \cdot 69.954 \cdot (1 - 0.05) = 3.639 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{124.442}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (311006.482 - 36386.831) = 423788.04$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Gamma.p} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot q)$$

де $A = M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_r \cdot \delta_p = 18.843 \cdot 33.568 \cdot 517.571 \cdot 0.05 = 1.637 \times 10^4$

$$B = M_{1p} \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot \delta_p = 0.925 \cdot 29.13 \cdot 69.954 \cdot 0.05 = 94.244$$

$$Q_{\Gamma.p} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{5.516}{3.6} \cdot (16368.762 - 94.244) = 24937.616$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma.\Gamma} + Q_{\Gamma.p} = 423788.04 + 24937.616 = 448725.655$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{448725.655}{1302843.379} \cdot 100 = 34.442$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M1} = Q_w + Q_{MD} - Q_B$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi}$$

де Δ_{MD} - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{MD} = \frac{P_M}{P_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1055.493} \cdot 0.45 = 0.066$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi} = 0.066 \cdot 1302843.379 = 85977.189$$

Тоді, теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M1} = Q_w + Q_{MD} - Q_B = 247540.242 + 85977.189 - 300167.012 = 33350.42$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_M = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

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

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.335 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.424 \times 10^{-3}$$

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.424 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.212$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 2.212 = 2212.036$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 33350.42 + 2212.036 = 35562.455$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{35562.455}{1302843.379} \cdot 100 = 2.73$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 1302843.379 - \sum \begin{pmatrix} 500000 \\ 300167.012 \\ 448725.655 \\ 35562.455 \end{pmatrix} = 18388.256$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{18388.256}{1302843.379} \cdot 100 = 1.411$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1302843.4$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 500000.0$	$q_{\text{е}} = 38.378$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 448725.7$	$q_{\Gamma} = 34.442$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 300167$	$q_{\text{в}} = 23.039$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 35562.5$	$q_{\text{м}} = 2.730$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 18388.3$	$q_{\text{нв}} = 1.411$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 38.4 + 34.4 + 23 + 2.7 + 1.4 = 100$$

Сумарний баланс рівняння зовнішнього теплового балансу витримано, що свідчить про правильність виконаних обчислень щодо його окремих компонентів.

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	Позна-чення	Розмір-ність	Чисельне значення		Порів-няння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	441	501,7	13,76
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	820	900,6	9,83
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,41	0,384	- 6,34
4	Механічний ККД	η_m	-	0,825	0,853	3,39
5	Питома ефективна витрата палива (теплоти)	b_e	кДж / (кВт год)	9010	9383	4,14
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо збільшення потужності для проектного двигуна до рівня в 500 кВт, що на 59 кВт більше ніж у двигуна-прототипу, але при цьому треба зауважити що збільшення потужності відбувається за умови переходу з дизельного циклу на газодизельний. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 60,7 кВт, що більше ніж у прототипу на 13,76%.

Форсування проектного двигуна здійснювалось паралельно із збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 9,8%. Так як процес форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі, відповідно для досягнення цього потрібно збільшення підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

Раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Але для питомої ефективної витрати палива (в тепловому еквіваленті) спостерігається зростання на 4,14 % у порівнянні з прототипом. Це є наслідком запропонованих заходів щодо переведення двигуна з дизельного робочого циклу на газодизельний. Запропоноване газове паливо що пропонується в якості основного палива має менше значення нижчу теплотвірну здатність, що вимагає в свою чергу збільшення витрати палива для досягнення заданої потужності.

Заміна штатного дизельного на газове палива, та перехід з дизельного на газодизельний робочий прямо вплинуло на ефективність його протікання. Так значення ефективного ККД знизилось на 6,3%. Тим не менш застосування газового палива в якості штатного разом точною корекцією циклової порції рідкого палива, є перспективним напрямком отримання високих економічних та екологічних показників. Запропоноване рішення щодо паливної апаратури забезпечує високі вихідні показники двигуна працюючого по газодизельному робочому циклу.

Запропоновані заходи що переведення двигуна на газ впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті розрахунків отримано зростання для механічного ККД проектного двигуна на рівні 3,4% у порівнянні з прототипом.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні двигуну-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку підвищеної потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити шляхи щодо застосування інших видів альтернативних палив. Дана робота буде присвячена підвищенню ефективності використання палива під час конвертації дизеля в газодизель.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.

3.1 Будова штатної паливної системи та пропозиції щодо її вдосконалення.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної паливної системи.

Паливо з живильного бака подається під тиском паливопідкачувальним насосом по трубці через двосекційний уніфікований фільтр до редукційного клапана і до головної магістралі. З основної магістралі паливо подається по трубах до паливних насосів високого тиску. Паливні насоси високого тиску подають паливо по трубках через форсунки в певні моменти часу в камери згоряння дизеля. Коли система заповнюється паливом, повітря видаляється через отвори, наявні на паливних насосах, і через ніпель для підключення манометра.

Паливна система дизельних двигунів і дизельних генераторів, крім стаціонарних, оснащена системою сигналізації, яка сповіщає про розрив паливних труб високого тиску. Паливні труби високого тиску укладені в захисну. Внутрішня порожнина захисних кожухів з'єднана трубками з трубкою, яка з'єднана з датчиком тиску. На трубці встановлений нагнітальний клапан.

При розриві однієї з паливних трубок високого тиску у внутрішніх порожнинах захисних кожухів створюється тиск палива, а потім і в трубках, що впливає на датчик тиску. Коли тиск палива в системі сигналізації становить 0,06 МПа, датчик тиску подає сигнал на спрацьовування світлового або звукового сигналу. З'єднання адаптера з корпусом гідронасоса різьбове конічне.

Привід насоса складається з корпусу, муфти, втулки. Чотирма болтами з гайками і шайбами гідронасос з'єднаний з корпусом приводу насоса, який кріпиться до передньої кришки масляного насоса. Всмоктуючий і нагнітальний трубопроводи з'єднуються з перехідником за допомогою ніпеля. Герметизація досягається за рахунок прокладки. Масло, що просочилося в корпус приводу насоса, виводиться через штуцер перехідника в фундаментну раму.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						67
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

нижнього кінця ніпеля можна приєднати зливну трубу у вигляді гнучкого шлангу. Рукоятка призначена для перемикання однієї з секцій на промивку.

Для скидання повітря випускаються клапани, конструкцією яких передбачена можливість підключення трубопроводу для видалення піни. У робочому положенні фільтра паливо надходить в порожнини корпусів фільтра через патрубок подачі палива і свердління в кришці. Зверху - проходячи через фільтруючі елементи, він проходить через центральні бурові канали в кришці до патрубка випуску палива.

Для забезпечення нормальної роботи фільтра і збільшення терміну служби необхідно своєчасно зливати мул, періодично промивати фільтруючі елементи зворотним потоком палива.

Якщо фільтруючі елементи погано промиваються або швидко втрачають пропускну здатність після промивання, їх необхідно замінити.

Під час промивання паливо тече у зворотному напрямку і змиває бруд, що осів на зовнішніх поверхнях фільтруючих елементів.

При досягненні перепаду тиску 294 кПа для фільтруючих елементів і 245 кПа для паперових фільтруючих елементів, незалежно від терміну служби, їх необхідно замінити.

Паливний насос з приводом – одноплунжерний золотниковий насос призначений для подачі палива під високим тиском до форсунок циліндрів. Насоси встановлюються на корпусах штовхачів, встановлених на полиці картера.

Кожен насос має наступний пристрій: в отворі чавунного корпусу встановлена плунжерна втулка, замкнена болтом. У втулці переміщається плунжер. Для регулювання кількості палива, що подається в циліндри дизеля відповідно до навантаження, на плунжері є спіральна запірні кромка. Пружина притискає хвостовик плунжера до чашки через диск, який утримується в корпусі насоса за рахунок настановного кільця.

Плунжер входить в зачеплення з кільцем шестерні, яке входить в зачеплення зі стійкою, хід якої обмежений болтом.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						69
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На верхньому кінці втулки плунжера встановлений напірний клапан. Шляхом затягування штуцера кільце ущільнювача щільно притискається до корпусу насоса і нагнітального клапана, а також нагнітальний клапан до втулки плунжера. Є вилка для випуску повітря з насоса.

Привід паливного насоса складається з корпусу, в якому переміщається повзунк з вкрученим в нього штовхачем, закріпленим контргайкою. Між повзунком і контргайкою знаходиться паливна форсунка. У пазу повзуна на осі є ролик, який під час роботи дизеля перекочується уздовж паливного кулака.

Зазор між роликом і паливним кулаком регулюється за допомогою штовхача, який фіксується контргайкою, при установці ролика на задню частину паливного кулака.

Форсунка закритого типу з гідравлічним управлінням голчастим підйомом призначений для розпилення палива, що подається в камери згоряння дизеля. Основною частиною сопла є розпилювач, який за допомогою гайки кріпиться до корпусу форсунки. Паливо, що впорскується насосом, проходить через щілинний фільтр і через канал А направляється в кільцеву канавку В форсунки, потім надходить в голку.

При натисканні палива на диференціальний конус голки остання піднімається і паливо розпилюється через отвори форсунок.

Редукційний клапан встановлюється на трубопроводі і призначений для регулювання тиску палива в системі між паливним насосом - паливним насосом високого тиску.

У ніпелі кулька притискається пружиною. Пружина затягується гвинтом, який фіксується контргайкою від самовідгвинчування.

При підвищенні тиску кулька видавлюється і паливо відводиться у всмоктуючий трубопровід.

Система автоматичного контролю швидкості автоматично підтримує задану частоту обертання колінчастого валу із заданим ступенем точності при змінних навантаженнях на дизель. Він складається з: дизельного двигуна (як регульованого об'єкта), регулятора швидкості типу РН-30, механізму управління

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						70
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

подачею палива (як сполучної ланки між регулятором швидкості і паливними насосами).

При будь-якому навантаженні, від холостого ходу до максимальної, в циліндри дизельного двигуна повинна подаватися певна кількість палива, щоб підтримувати задану частоту обертання колінчастого валу. Кількість палива, що подається в циліндри дизеля, змінюється поворотом плунжерів паливних насосів.

Відповідно до зміни навантаження обертання плунжерів здійснюється за допомогою регуляторів швидкості типу РН-30, який з'єднаний зі стійками паливних насосів через механізм управління подачею палива. Детальний опис регулятора та інструкції по його обслуговуванню викладені в супровідній документації, що додається до нього.

Механізм управління призначений для з'єднання регулятора швидкості з паливними насосами. Основні вузли складання: шток, підшипники, система важелів. Взаємодія деталей механізму полягає в наступному: ролик регулювання навантаження регулятора швидкості, повертаючи важіль, через регулювальну ланку, важелі, ланка штока, переміщує шток в підшипниках.

Шток з'єднується зі стійками паливних насосів через сполучні ланки і повідці, які одним кінцем кріпляться до стійок паливних насосів, а іншим обволікають шпильку і притискаються до ланки пружиною. Таке з'єднання, в разі заклинювання стійки одного з насосів, дозволяє важелю рухатися в бік зменшення подачі палива.

3.1.2 Заходи щодо перевodu дизеля на газодизельний робочий цикл.

Так як паливна апаратура забезпечує циклову запальну дозу рідкого палива то необхідно здійснити наступні заходи:

Двигун 8ЧН 25/34 пропонується оснастити новою системою Common Rail (CR) і форсунками з електромагнітним або з п'езомеханічним приводом для переходу на газодизельний робочий цикл. Common Rail забезпечує стабілізацію високого тиску палива на всіх режимах роботи двигуна, зменшення габаритних

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

розмірів паливного насоса високого тиску (ПНВТ) й форсунок, дозволяючи розмістити їх найбільш оптимально в камері згоряння, зниження втрат енергії, рівня шуму і, у сполучені з точним електронним дозуванням палива.

Принципова схема цієї системи базується на схемі запропонованою фірмою Bosch, складається, із паливного баку, паливопідкачувального насосу, паливних фільтрів, насоса високого тиску, що подає паливо в загальний для усіх форсунок трубопровід (акумулятор). З загального трубопроводу паливо по коротких трубопроводах високого тиску подається до форсунок. Надлишок палива відводиться з загального трубопроводу через запобіжний клапан надлишкового тиску та одночасно регулюється тиск електромагнітним клапаном.

Перепуск палива, яке знаходиться під тиском призводить до значних втрат, тому три плунжерні секції оснащені електромагнітами впускних клапанів, які «виключають» ту чи іншу плунжерну пару.

Основною принциповою відмінністю системи CR є те, що паливний насос високого тиску виконує тільки одну функцію - створення і підтримка високого тиску палива в загальному трубопроводі (120...130МПа). Тому привід ПНВТ у системі CR не потребує трудомісткого і складного узгодження з положенням колінчатого валу двигуна. Момент випередження впорскування, кількість і характер багатоступінчастої подачі палива визначається не механічним шляхом, як це було в звичайних системах, а електричними імпульсами від електронного блока управління дизелем.

З одного боку, таке рішення значно спростило механіку ПНВТ (демонтовано: регулятор подачі палива, пристрій випередження впорскування, полегшені умови роботи прецизійних пар (відсутній обертальний рух, пов'язаний з дозуванням подачі палива), що підвищило довговічність і надійність їхньої роботи.

Проте, з іншого боку, для більш якісного управління подачі палива система CR обладнана багатьма датчиками тиску палива, встановленого в загальному трубопроводі, наддуву, а також частоти обертання валу двигуна, кута випередження впорскування палива, температури повітря, що надходить, і охолоджуючої рідини, та ін.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

Інформація від цих датчиків передається в контролюючий і керуючий електронний блок, де вона опрацьовується, а потім керуючий сигнал надходить на електромагнітне (п'єзомеханічне) дозуюче устаткування форсунок. У такий спосіб забезпечується дуже точне дозування палива, що впорскується форсункою і багатоступінчасте впорскування.

Форсунки являють собою швидкодіючі з електромагнітним, або п'єзомеханічним керуючим органом, що забезпечує високоефективне розпилювання в момент відкриття голки.

Відкриття голки відбувається тільки при подачі електронного імпульсу на керуючий орган, тривалість якого визначає тривалість його відкриття, тобто кількість палива, що впорскується.

При подачі імпульсу на обмотки електромагніту, якір-голка піднімається, відкриваючи кільцеву щілину між розпилювачем, через яку паливо впорскується. Хід голки складає усього 0,15 мм і обмежується упором бурта самої голки.

При подачі імпульсу на п'єзокварцевий стовпик, відбувається зменшення його лінійної довжини, та звільнення голки (підйом завдяки пружині) Хід голки складає усього 0,15 мм і обмежується упором бурта самої голки. Час відкриття форсунки від 1 до 20 мс задається керуючим електронним блоком (мікропроцесором), що порівнює закладені в його пам'ять експериментальні дані про оптимальний режим роботи двигуна, що реєструються датчиками.

Частота спрацьовування електромагнітного клапана кратна частоті обертання колінчатого вала, а момент впорскування визначається фазами газорозподілу по відкриттю впускних клапанів і даними від датчиків.

Паливopідкачyючий насос шестерний об'ємного типу, приводиться від вихідного вала масляного насоса. Розташований між фільтрами грубого і тонкого очищення палива, складається з корпусу та двох шестерень, одне з яких вільно обертається.

Паливopідкачyючий насос подає палива більше, чим необхідно для роботи двигуна (коефіцієнт запасу подачі 2...3). Тому одночасно в корпусі встановлено перепускний клапан.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.3 Розрахунок параметрів паливної апаратури

Початкові дані для розрахунку:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 500$
Діаметр циліндру, в м	$D = 0.25$
Хід поршня, в м	$S = 0.34$
Ступінь стиску	$\epsilon = 12.5$
Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}	$n_H = 500$
Число циліндрів	$i = 8$
Тактність двигунів	$\tau = 4$
Номінальна питома ефективна витрата палива, в $\text{г}/(\text{кВт год})$	$b_e = 220$
Доля впорскнутого палива	$\delta_{\text{ВП}} = 0.05$
Кількість форсунок	$i_{\text{ф}} = 8$
Кут початку впрыскування, в $^{\circ}$ п.к.в.	$\varphi_{\text{ВП}} = 28$
Кутова тривлість впрыскування, в $^{\circ}$ п.к.в.	$\Delta\varphi_B = 35$
Робочий тиск в акумуляторі Common Rail, в МПа	$p_{\text{ac}} = 120$
Густина палива, в $\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{П}} = 860$
Показник політропи стиску,	$n_c = 1.361$
Тиск кінця впуску, в Па	$p_d = 142500$
Максимальний тиск згоряння, в Па	$p_Z = 8500000$

Визначення додаткових величин розрахунку

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Об'єм камери стиску, в м³

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0.017}{12.5 - 1} = 1.451 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_h + V_c = 0.017 + 1.451 \times 10^{-3} = 0.018$$

Літраж двигуна, в м³

$$V_{st} = V_h \cdot i = 0.017 \cdot 8 = 0.134$$

$$\text{або в літрах} \quad V_{st} \cdot 1000 = 0.134 \cdot 1 \times 10^3 = 133.518$$

Густина робочого тіла за початкових умов, в кг / м³

$$\rho_0 = \frac{p_a}{R_{\pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\pi} = 287.4$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$p_a = 101300$ Па - тиск навколишнього середовища;

$T_a = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$$\rho_0 = \frac{p_a}{R_{\pi} \cdot T_a} = \frac{1.013 \times 10^5}{287.4 \cdot 293} = 1.203$$

Визначення загальних параметрів системи CR:

Визначимо подачу паливопідкачувального насоса, в м³/год

$$V_{п.н} = k \cdot \frac{P_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}}{\rho_{п}}$$

де $k = 3$ - коефіцієнт запасу по подачі палива; обираємо з діапазону (2..3)

$$V_{п.н} = k \cdot \frac{P_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}}{\rho_{п}} = 3 \cdot \frac{500 \cdot 220 \cdot 10^{-3}}{860} = 0.384$$

Визначаємо потужність паливопідкачувального насосу, в кВт

$$P_{п.н} = 0.272 \cdot \frac{V_{п.н} \cdot H \cdot \rho_{п} \cdot 10^{-5}}{\eta_{п.н}}$$

де $H = 50$ м - напір створюваний підкачувальним насосом;

$\eta_{п.н} = 0.75$ - ККД підкачувального насосу;

$$P_{п.н} = 0.272 \cdot \frac{V_{п.н} \cdot H \cdot \rho_{п} \cdot 10^{-5}}{\eta_{п.н}} = 0.272 \cdot \frac{0.384 \cdot 50 \cdot 860 \cdot 10^{-5}}{0.75} = 0.06$$

Визначаємо площу фільтруючої поверхні паливного фільтра, в м²

$$F_{\phi} = \frac{V_{п.н}}{3600 \cdot v_{п} \cdot k_{ж.с}}$$

де $v_{п} = 0.02$ м/с - швидкість фільтрації;

$k_{ж.с} = 0.2$ - коефіцієнт живого перетину;

$$F_{\phi} = \frac{V_{п.н}}{3600 \cdot v_{п} \cdot k_{ж.с}} = \frac{0.384}{3.6 \times 10^3 \cdot 0.02 \cdot 0.2} = 0.027$$

Циклова номінальна порція дизельного палива, в г/цикл

$$b_{ц.н} = \frac{P_e \cdot b_e}{60 \cdot n_{н.н} \cdot i_{п.п}}$$

де $u_H = 2$ - передавальне число приводу паливного насосу високого тиску;

$$n_{н.н} = \frac{n_H}{u_H} = \frac{500}{2} = 250 \text{ об/хв - частота обертання валу паливного насосу високого тиску;}$$

$i_{п.п} = 1$ - кількість подавальних секцій паливного насосу високого тиску;

$$b_{ц.н} = \frac{P_e \cdot b_e}{60 \cdot n_{н.н} \cdot i_{п.п}} = \frac{500 \cdot 220}{60 \cdot 250} = 7.333$$

Набільша циклова порція дизельного палива (з урахуванням навантаження та втрат на перетікання), в г/цикл

$$b_{ц.мах} = 1.25 \cdot b_{ц.н} = 1.25 \cdot 7.333 = 9.167$$

Найменша циклова порція дизельного палива, в г/цикл

$$b_{ц.мін} = 0.5 \cdot b_{ц.н} = 0.5 \cdot 7.333 = 3.667$$

Циклова порція дизельного палива з урахуванням запальної дози, в г/цикл

$$b_{ц.з} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{вп}}{120 \cdot n_H \cdot i} = \frac{220 \cdot 500 \cdot 4 \cdot 0.05}{120 \cdot 500 \cdot 8} = 0.046$$

Об'ємна циклова порція дизельного палива, мм³/цикл

$$V_{ц.з} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^6 \cdot \delta_{вп}}{120 \cdot n_H \cdot i \cdot \rho_{п}} = \frac{220 \cdot 500 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 0.05}{120 \cdot 500 \cdot 8 \cdot 860} = 53.295$$

Визначимо подачу паливного насосу високого тиску, в м³/год

$$V_{пнвт} = k \cdot \frac{P_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}}{\rho_{п}}$$

де $k = 1.25$ - коефіцієнт запасу по подачі палива; обираємо з діапазону (2..3)

$$V_{\text{ПНВТ}} = k \cdot \frac{P_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}}{\rho_{\text{П}}} = 1.25 \cdot \frac{500 \cdot 220 \cdot 10^{-3}}{860} = 0.16$$

Визначаємо потужність ПНВТ на номінальному режимі, в кВт

$$P_{\text{ПНВТ}} = 0.272 \cdot \frac{V_{\text{ПНВТ}} \cdot H \cdot \rho_{\text{П}} \cdot 10^{-5}}{\eta_{\text{ПНВТ}}}$$

де $H = 12700$ м - напір створюваний паливним насосом високого тиску;

$\eta_{\text{ПНВТ}} = 0.8$ - ККД паливного насосу високого тиску;

$$P_{\text{ПНВТ}} = 0.272 \cdot \frac{V_{\text{ПНВТ}} \cdot H \cdot \rho_{\text{П}} \cdot 10^{-5}}{\eta_{\text{ПНВТ}}} = 0.272 \cdot \frac{0.16 \cdot 1.27 \times 10^4 \cdot 860 \cdot 10^{-5}}{0.8} = 5.937$$

Визначення параметрів акумулятору палива

Максимальна сумарно циклова об'ємна витрата палива, в мм³

$$V'_{\text{ц.з}} = V_{\text{ц.з}} \cdot \frac{i}{\delta_{\text{ВП}}} = 53.295 \cdot \frac{8}{0.05} = 8.527 \times 10^3$$

Робочий об'єм внутрішньої порожнини акумулятору, з урахуванням по запасу палива та необхідності стабілізації хвилових процесів, в мм³

$$V_{\text{ас}} = V_{\text{ц.з}} \cdot \kappa_3$$

де $\kappa_3 = 2$ - коефіцієнт запасу по об'єму;

$$V_{\text{ас}} = V'_{\text{ц.з}} \cdot \kappa_3 = 8.527 \times 10^3 \cdot 2 = 1.705 \times 10^4$$

Приймаємо внутрішній діаметр порожнини акумулятору рівним, в мм

$$d_{\text{ас}} = 10$$

Тоді, довжина внутрішньої порожнини акумулятору, в мм

$$l'_{ac} = \frac{4 \cdot V'_{ac}}{\pi \cdot d_{ac}^2} = \frac{4 \cdot 1.705 \times 10^4}{\pi \cdot 10^2} = 217.142$$

Приймаємо довжину внутрішньої порожнини акумулятору рівною, в мм

$$l_{ac} = 220$$

Внутрішній об'єм палива в акумуляторі, після його накопичення під великим тиском, в мм³

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp)$$

де $dp = p_{ac}$ МПа - перепад тиску у внутрішній порожнині акумулятору

$E_p = 1275$ МПа - модуль об'ємної пружності дизельного палива;

$\beta_p = \frac{1}{E_p} = 7.843 \times 10^{-4}$ 1/МПа - коефіцієнт стиснення дизельного палива;

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 220 \cdot (1 - 7.843 \times 10^{-4} \cdot 120) = 1.565 \times 10^4$$

Внутрішній об'єм в акумуляторі палива, що вивільнився внаслідок стискання палива, в мм³

$$dV_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - V_p = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 220 - 1.565 \times 10^4 = 1.626 \times 10^3$$

Об'єм палива в акумуляторі, після нагрівання палива, в мм³

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt)$$

де $dt = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - загальний підігрів палива в системі

$\beta_t = 0.000831 \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$ - коефіцієнт температурного розширення дизельного палива;

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 220 \cdot (1 + 8.31 \times 10^{-4} \cdot 10) = 1.742 \times 10^4$$

Величина збільшення об'єму палива в акумуляторі палива, внаслідок його підігріву, в мм^3

$$dV_t = V_t - \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} = 1.742 \times 10^4 - \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 220 = 143.586$$

Дійсний об'єм палива в порожнині паливного акумулятору склав, в мм^3

$$V_{ac.d} = \left(\frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - dV_p + dV_t \right) = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} \cdot 220 - 1626.236 + 143.586 = 15796.11$$

Розрахунок параметрів міцності акумулятору

Розрахункова товщина стінки акумулятору, в мм

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right)$$

де $\sigma_z = 160 \text{ МПа}$ - допустиме напруження на розтягування;

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot \left(\sqrt{\frac{160 + 0.4 \cdot 120}{160 - 1.3 \cdot 120}} - 1 \right) = 31.056$$

Виходячи з необхідності забезпечення потрібного запасу міцності та довговічності роботи акумулятору товщина його стінки буде дорівнювати:

$$\delta'_{ас.р} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас}$$

де $n_{\sigma.ас} = 1.15$ - передбачений запас міцності;

$$\delta'_{ac.p} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас} = 31.056 \cdot 1.15 = 35.714$$

Приймаємо робочу товщину стінки циліндру, в мм

$$\delta_{г.пр} = 55$$

Напруження розтягування в стінці акумулятору, від дії максимального тиску палива, в МПа

$$\sigma_p = \frac{p_{ac} \cdot d_{ac}}{2 \cdot \delta_{г.пр}} = \frac{120 \cdot 10}{2 \cdot 55} = 10.909$$

Температурні напруження в стінці акумулятору, в МПа

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]}$$

де $\Delta T = 5$ К - перепад температури по стінці акумулятору;

$\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення;

$E = 1.0 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу;

$\mu = 0.25$ - коефіцієнт Пуассона;

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 5}{2 \cdot (1 - 0.25)} = 3.667$$

Сумарні напруження в стінці акумулятору від робочого тиску палива газів та перепаду температур, в МПа

на зовнішній поверхні

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 10.909 + 3.667 = 14.576$$

на внутрішній поверхні

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 10.909 - 3.667 = 7.242$$

Визначення параметрів паливо-підкачувального насосу

Об'єм палива що приходить на закачування однією секцією, в мм³

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.H}}$$

де $i_{c.H} = 1$ - кількість секцій паливного насосу;

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.H}} = \frac{1.58 \times 10^4}{1} = 1.58 \times 10^4$$

Розрахунковий діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - відношення ходу плунжера, до його діаметра

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{V_{ac.i}}{k_{sd}}} = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1.58 \times 10^4}{1.25}} = 25.245$$

Тоді приймаємо діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.пр} = 25$$

Відповідно хід плунжера, в мм

$$s_{п.р} = d_{п.пр} \cdot k_{sd} = 25 \cdot 1.25 = 31.25$$

Розрахункова площа плунжера, в мм²

$$f_{п} = \frac{\pi \cdot d_{п.пр}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490.874$$

Активний хід плунжера, в мм

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}}$$

де $\eta_H = 0.92$ - коефіцієнт подачі плунжерного насоса;

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}} = \frac{1.58 \times 10^4}{0.92 \cdot 490.874} = 34.978$$

Відповідно приймаємо хід плунжера, в мм $s_{п.пр} = 35$

Визначення параметрів впорскування палива через форсунку

Тиск в циліндрі на момент початок впорску палива, в Па

$$p'_c = p_d \cdot \varepsilon^{n_c} = 1.425 \times 10^5 \cdot 12.5^{1.361} = 4.433 \times 10^6$$

Середній тиск в циліндрі, під час впорску палива, в Па

$$p_{c.cр} = \frac{p'_c + p_z}{2} = \frac{4433119.027 + 8500000}{2} = 6466559.514$$

Перепад тиску між паливною системою та порожниною циліндру, в Па

$$\Delta p_{ц} = p_{ac} \cdot 10^6 - p_{c.cр} = 120 \cdot 10^6 - 6.467 \times 10^6 = 1.135 \times 10^8$$

Середня швидкість витікання палива із форсунки, в м/с

$$w_{ф} = \psi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{ц}}{\rho_{п}}}$$

де $\psi = 0.85$ - коефіцієнт місцевит втрат;

$$w_{\phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\Pi}}{\rho_{\Pi}}} = 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1.135 \times 10^8}{860}} = 436.764$$

Площа соплового отвору форсунки для подачі палива, в мм²

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4}$$

де $d_{c.o} = 0.350$ мм - діаметр соплового отвору форсунки;

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.35^2}{4} = 0.096$$

Сумарна площа соплових отворів розпилювача форсунки, в мм²

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\phi}$$

де $i_{o.\phi} = 12$ - кількість соплових отворів форсунки;

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\phi} = 0.096 \cdot 12 = 1.155$$

Часова тривалість впрыску циклової порції палива, в с

$$\tau_{ц.п} = \frac{V_{ц} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\phi} \cdot f_{p.max}}$$

де $\mu_{отв} = 0.85$ - коефіцієнт витрати через сопловий отвір форсунки;

$$\tau_{ц.п} = \frac{V'_{ц.з} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\phi} \cdot f_{p.max}} = \frac{8.527 \times 10^3 \cdot 10^{-3}}{0.85 \cdot 436.764 \cdot 1.155} = 0.02$$

Фазова тривалість одного робочого електронного імпульсу впрыску палива через форсунку, в °

$$\Delta \varphi_B = \frac{\tau_{ц.п} \cdot 360 \cdot n_H}{\tau \cdot 30} = \frac{0.02 \cdot 360 \cdot 500}{4 \cdot 30} = 29.842$$

3.2 Призначення та опис системи подачі газового палива.

Для більшості схем двигунів, що різняться по основному признаку – способу запалювання, найбільшого поширення отримала система так званого зовнішнього сумішоутворення, при якій газоповітряна суміш готується поза циліндрами двигуна.

Для багатоциліндрових поршневих двигунів великої потужності із зовнішнім сумішоутворенням, розповсюдження набула схема, що передбачає встановлення одного центрального змішувального пристрою, але достатнього для повноцінного забезпечення всіх паливо-повітряною сумішшю всіх циліндрів двигуна. Альтернативою зазначеної схеми паливоподачі є схема яка передбачає встановлення змішувача на кожен циліндр з і регулюванням кількості не заслінкою, а клапаном або золотником.

Також для потужних газових двигунів великого об'єму, знаходить широке застосування система внутрішнього сумішоутворення, при якій газ і повітря подають в циліндри двигуна окремо. Змішення ж проходить всередині кожного циліндру або безпосередньо перед циліндром.

Враховуючи особливості вищезгаданих систем подачі палива для застосування за прототип взята система керування співвідношенням повітря паливо (СПП) подібна до апаратури фірми «HEINZMANN», перевагами якої є:

- покращений запуск двигуна і стабільність частоти обертання;
- програмована крива СПП;
- збагачення СПП при холодному старті;
- застосовна з невеликою зміною параметрів для багатьох типів двигунів;
- застосування трьох датчиків;
- система настроювання подачі палива на основі принципу Бернуллі без елементів, що тривало рухаються
- система подачі палива працює при пропаданні напруги живлення

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимально працюючої паливної системи. Можна застосовувати стандартний редуктор тиску. Такий редуктор повинен мати засоби настройки для збільшення вихідного тиску від 0” до +1” водяного стовпа. Оптимальний вихідний тиск необхідно визначити на попередніх випробуваннях. Основні компоненти системи:

- Змішувач
- Клапан газу
- Редуктор нульового тиску СПП, в основному, визначається змішувачем.

Доти поки вихідне значення редуктора нульового тиску залишається таким же, як і вхідний тиск змішувача, СПП буде постійним. Потік газу визначається розмірами отворів дозування газу.

На практиці розміри отворів дозування газу визначаються так, щоб вони були злегка більше, ніж що вимагаються теоретично, що дозволяє за допомогою ГНВ налаштувати потік газу в обмеженому діапазоні. Теоретично можливо забезпечити розміри отворів дозування газу такими, щоб покрити весь діапазон теплотворної здатності (наприклад, від пропану до відхідного газу) до тих пір, поки є обмеження потоку газу, яке корегує різницю теплотворної здатності, СПП і густина газу.

Це означає, що основним гвинтом налаштування можна керувати таким чином, що СПП буде регульованим. Керований ГНВ, який програмується картами СПП залежно від навантаження і частоти обертання двигуна і реагує на зміни тиску газу і температури суміші, дає ідеальне СПП на всіх режимах роботи двигуна.

На основі вимірювань частоти обертання двигуна, абсолютного тиску у вхідному колекторі, температури суміші і на основі програмованих параметрів, таких як робочий об'єм циліндрів і коефіцієнт заповнення циліндра, можна розрахувати потік суміші. На основі збережених характеристик палива можна також розрахувати потік газу.

Після того, як визначені розміри отворів дозування газу, змішувач ідентифікується блоком управління і, виходячи з потоку суміші, може бути обчислено всмоктування вставки Вентурі. Падіння тиску на клапані газу

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

обчислюється залежно від всмоктування вставки Вентурі, падіння тиску на отворах дозування газу, падіння і зміщення тиску на регуляторі нульового тиску. Таким чином, можна обчислити необхідну робочу ділянку клапана газу.

Блок управління перетворить цю ділянку в позицію крокового двигуна. Відомо, що двигуни одного сімейства працюють з приблизно однаковими емісією і характеристикою. Таким чином, ніякі додаткові параметри, окрім ділянки отворів дозування газу, не вимагають наладки в блоці управління.

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Необхідно, щоб частота обертання вимірювалася магнітним датчиком безпосередньо.

Тому, для отримання якнайкращих результатів датчик частоти обертання повинен виміряти частоту обертання двигуна з колінчастого валу, з зубчатого вінця маховика. Колесо, на якому встановлюється датчик, повинне бути виготовлене з магнітного матеріалу.

Двигун можна налагоджувати і дистанційно, так як інформація про робочу область клапана зберігається в блоці управління, і засоби настройки відключаються. У разі відключення живлення, високий утримуючий момент крокового двигуна оберігає клапан від небажаного переміщення.

Вхідний сигнал, що приходить із зовнішньої системи управління, встановлює клапан в положення, відповідне величині вихідного електричного сигналу з системи управління користувача. Як автономна система управління співвідношенням повітря/паливо (СПП). Разом із змішувачем клапан забезпечує ідеальне співвідношення повітря/паливо без додаткової системи управління двигуном і без необхідності присутності фахівців по технічному обслуговуванню.

Кроковий двигун обертає вал із зовнішнім різьбленням. Покритий тефлоном алюмінієвий поршень, з внутрішнім різьбленням перетворює обертання валу в лінійне переміщення. Спеціальна конструкція тефлонового шпинделя усуває люфт.

Поршень переміщується в жорстко анодованій втулці, яка має три експоненціально сформованих паза дозування газу. Така конфігурація забезпечує зміну потоку на крок крокового двигуна, який є постійною (у відсотках) величиною від фактичного відкриття. Поршень збалансований по вхідному тиску так, що окрім тертя самого поршня немає ніяких інших сил. Ущільнення навкруги валу крокового двигуна запобігає витоку газу.

Вихід клапана, із зовнішнім різьбленням, може бути сполучений безпосередньо із змішувачем. Використання стандартного різьблення забезпечує легку установку в газових трубах. Осьовий отвір клапана необхідно використовувати для входу газу, а радіальний отвір – для виходу газу. Вхід клапана повинен бути підключений до редуктора тиску за допомогою гнучкого з'єднання.

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива двигуна 8ЧН 25/34. Згідно результатів здійсненого аналізу виявлено потенційні можливості щодо переходу з дизельного робочого циклу на газодизельний. Запропоновано для забезпечення запальної дози рідкого палива замінити штатну систему подачі рідкого палива, на систему акумуляторного типу Common Rail. Розраховано витратні та геометричні параметри елементів системи подачі рідкого палива з урахуванням переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано вдосконалене конструктивне виконання системи подачі запальної дози.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		88

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації двигуна.

Для роботи над цим розділом використано матеріали джерел [6] та [7].

У процесі експлуатації двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази. По характеру впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

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

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

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

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група в якій окремо виділено сажу.

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

Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати, визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						89
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Крім шкідливих речовин до складу відпрацьованих газів входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згорання, і вуглекислий газ CO_2 . Одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог.

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

4.1.2 Заходи що зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

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

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

4.2 Охорона праці при обслуговуванні двигуна.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Пари палива та мастила.

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

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

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

Пожежна безпека.

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

Електробезпека.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

Освітлення.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		91

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

Вентиляція.

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

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		92

4.2.2 Визначення рівня шуму і вібрації проектного двигуна.

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

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму

б, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α _о , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

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

Таблиця 4.2 - Санітарні норми вібрації

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

Рівень шуму вироблений двигуном 8ГЖЧН 25/34 визначається 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, $n_n = 500$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 500$ об/хв;

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 500$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(500 + 545^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 90,345 \text{ Дб};$$

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		93

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

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

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

Рівень вібрації для двигуна 8ГЖЧН 25/34 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, $m = 11300$ кг;

f – частота обертання, $f = 43,3$ с⁻¹;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 60^{0.55} \cdot \left(\frac{1+500}{11300} \right)}{1 + \left(\frac{1}{500} \right)^3 \cdot \frac{11300}{500}} + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) \right) = 89,441 \text{ Дб};$$

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						94
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Висновки по розділу.

В даному розглянуті проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та зазначено шкідливий вплив токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження. Запропоновано заходи щодо зменшення шкідливого впливу шуму та вібрації на навколишнє середовище. Розглянуто заходи щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
						95
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 500 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 8ЧН 25/34 за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі прототипу 8ЧН 25/34. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування 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 результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива прототипу. Згідно результатів аналізу виявлено потенційні можливості щодо переходу з дизельного робочого циклу на газодизельний. Запропоновано для забезпечення запальної дози рідкого палива замінити штатну систему подачі рідкого палива, на систему акумуляторного типу Common Rail. Розраховано витратні та геометричні параметри елементів системи подачі рідкого палива з урахуванням переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. На основі отриманих в ході розрахунку результатів запропоновано вдосконалене конструктивне виконання системи подачі запальної дози.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та зазначено шкідливий вплив токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.28.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		96

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Доценко С.М., Бельський Ф.В., Бондаренко М.І., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2010 р. – 48 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. 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.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. 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.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці