

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

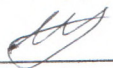
_____ 
« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

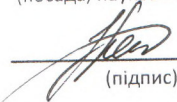
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення надійності дизельного двигуна, потужністю 1265 кВт,
за рахунок вдосконалення конструкції форсунки. Прототип 6ЧН 36/45.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23

_____  **Мішин В.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____  **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Мішину Владиславу Миколайовичу

1. Тема роботи: «Покращення надійності дизельного двигуна, потужністю 1265 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції форсунки. Прототип 6ЧН 36/45»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.25 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 36/45, номінальною потужністю 1100 кВт.

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції форсунки.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Стаціонарна електростанція (ГК) 2. Двигун 6ЧН 36/45 (СК),

3. Схема паливної системи (ПС). 4 Форсунка (СК).

Консультанти розділів роботи

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

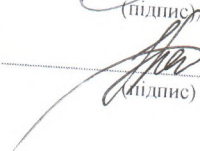
Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	10.02.2025	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.02.2025	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	10.03.2025	
4.	Розробка системи електронного керування	14.03.25	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	31.03.2025	
6.	Робота з кресленням установки для двигуна	11.04.25	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	14.04.2025	
8.	Робота з кресленням паливної системи	25.04.25	
9.	Робота з кресленням форсунки	28.04.2025	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	9.05.25	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент

Керівник роботи


(підпис)

(підпис)

Мішін В.М.

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення надійності роботи дизельного двигуна, номінальною потужністю 1265 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 36/45 за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

В роботі описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна електростанція на базі дизель-генератора. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано 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.

Розглянуто, описано та проаналізовано умови роботи штатної паливної системи, а також зазначено їх переваги та недоліки. Описано будову форсунки та принцип її роботи. Окремо зазначено особливості умов роботи та навантажень розпилювача. Запропоновано конструктивне рішення що передбачає заміну штатного розпилювача на розпилювач з додатковим охолодженням. Розраховано конструктивні та витратні параметри форсунки.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Розраховано кількісні показники викидів токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що виникають час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, параметри робочого циклу, паливна система, форсунка, розпилювач, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a diesel engine with a rated power of 1265 kW, designed on the basis of the 6CHN 36/45 prototype engine by improving the design of the injector.

The paper describes the object of engine installation, which is a stationary power plant based on a diesel generator. 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 the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The conditions of operation of the standard fuel system are considered, described, and analyzed, and their advantages and disadvantages are noted. The structure of the injector and the principle of its operation are described. The peculiarities of the working conditions and loads of the atomizer are separately noted. A constructive solution is proposed that involves replacing the standard atomizer with an additional cooling atomizer. The design and consumption parameters of the nozzle are calculated.

The problems regarding the harmful effects of the designed engine on the environment during operation are described. Quantitative emissions of toxic components of the designed engine are calculated. The main hazards that arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, operating cycle parameters, fuel system, injector, sprayer, 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	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ	57
3.1. Опис будови та роботи штатної паливної системи та її складових	57
3.2. Умови роботи та проблеми що виникають під час роботи розпилювачів та пропозиції щодо їх вдосконалення	63
3.3 Розрахунок параметрів паливної апаратури	66
3.4 Висновки по розділу	72
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	73
4.1. Захист навколишнього середовища	73
4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	77
4.3 Висновки по розділу	79

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ									
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата										
Розробив		Мішін В.М.			Пояснювальна записка				Лит.		Аркуш		Аркушів	
Перевірив		Швець І.А.									6			
									ПННІ НУК					
Н. Контр.		Швець І.А.												
Затвердив.		Нестеренко												

ВИСНОВКИ	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	81
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 36/45	
Додаток 3 Специфікація форсунка	

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Сучасна паливна апаратура є критично важливим елементом енергетичних та транспортних систем, оскільки саме вона забезпечує ефективне подавання, дозування та розпилення палива в камерах згоряння. Незалежно від типу двигуна правильна робота паливної апаратури визначає ефективність згоряння, рівень викидів шкідливих речовин та загальний ресурс силової установки. Однак, незважаючи на значний прогрес у технологіях подавання палива, існує низка проблем, які потребують подальшого вивчення та вирішення.

Однією з головних проблем є забруднення і деградація паливної апаратури через низьку якість пального, механічне зношування та вплив агресивних середовищ. Це призводить до нестабільності процесу впорскування, зменшення потужності двигуна та збільшення витрат пального. Додатково, сучасні екологічні стандарти вимагають зниження рівня викидів, що потребує вдосконалення конструкцій форсунок, підвищення точності дозування палива та оптимізації процесів розпилення.

Окремої уваги заслуговує проблема розпилювачів – ключового елемента форсунок, який безпосередньо визначає якість сумішоутворення. Недосконалість конструкцій або зношування розпилювачів призводять до нерівномірного розподілу пального, утворення великих крапель і, як наслідок, до неповного згоряння, появи нагару та підвищеного викиду токсичних речовин.

Отже, удосконалення елементів паливної апаратури та безпосередньо розпилювачів, впровадження нових матеріалів і технологій виготовлення є важливими напрямками сучасних наукових досліджень.

Вирішення цих проблем сприятиме підвищенню ефективності двигунів, зниженню викидів та зменшенню експлуатаційних витрат, що і підтверджує **актуальність даної роботи.**

Мета роботи: полягає у покращенні надійності дизельного двигуна, потужністю 1265 кВт, спроектованого на базі 6ЧН 36/45 за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову 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;
- проаналізувати та описати умови роботи двигуна та розглянути особливості роботи його систем. Розглянути штатну паливну систему, та виявити її переваги та недоліки. Окремо розглянуто особливості будови та роботи форсунки, окремо зазначивши умови роботи розпилювача. Запропонувати нове конструкторське рішення щодо розпилювача форсунки покращивши умови його охолодження.. Визначити геометричні та витратні параметри форсунки.
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в паливній системі дизельного двигуна, та оцінити їх вплив на надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням надійності роботи дизельного двигуна за рахунок вдосконалення конструкції розпилювача форсунки.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератору

1.1.1 Дизельні двигуни 6ЧН36/45 (Г72М і Г99) використовуються як стаціонарні дизель-електричні агрегати. Вони застосовуються у складі дизель-генераторних електростанцій ДГ-72М та ДГ-99, що вироблялися заводом «Двигун революції», нині відомим як завод РУМО.

Основне призначення цих дизель-генераторів – забезпечення електроенергією регіонів, віддалених від централізованих енергосистем, а також виконання функцій резервного джерела живлення для підприємств із безперервним технологічним процесом та об'єктів, що піддаються регулярним перебоям в електропостачанні.

Установлення дизель-генераторів здійснюється на стаціонарних електростанціях у закритих, опалюваних та вентильованих приміщеннях на бетонному фундаменті. За вимогами замовника вони можуть бути змонтовані разом із необхідним обладнанням на загальному підрамнику для експлуатації на пересувному фундаменті в утеплених контейнерах типу «Північ». Крім того, можливе встановлення та використання на автомобільних або залізничних платформах, спеціальних санях чи плавучих понтонах.

Дизель-генератори здатні працювати як автономно, так і в складі загальної мережі – паралельно з іншими аналогічними агрегатами або безпосередньо з електромережею. Вони демонструють високу надійність у різних кліматичних умовах – від холодного до жаркого, сухого та вологого, включаючи тропічний і морський клімат, а також функціонують у широкому діапазоні барометричних тисків, зокрема у високогірній місцевості.

Стаціонарна електростанція є окремою спорудою, що включає наступні приміщення: машинний зал, склад паливно-мастильних матеріалів (ГСМ), кабіну оператора та побутові приміщення.

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічні характеристики дизель-генератора ДГ-99:

Номінальна потужність:	1000 кВт
Частота обертання:	500 об/хв
Рід струму:	3-фазний, змінний
Частота струму:	50 Гц
Напруга на клеммах:	400, 6300, 10500 В
Двигун:	чотиритактний, рядний, вертикальний, тронковий, з газотурбінним наддувом та охолодженням наддувного повітря.
Тип двигуна:	дизель
Номінальна потужність:	1100 кВт
Максимальна потужність:	1210 кВт
Число циліндрів:	6
Діаметр поршня:	360 мм
Хід поршня:	450 мм
Середній рівень звукового тиску:	99 дБА
Тип системи збудження:	безщіткова

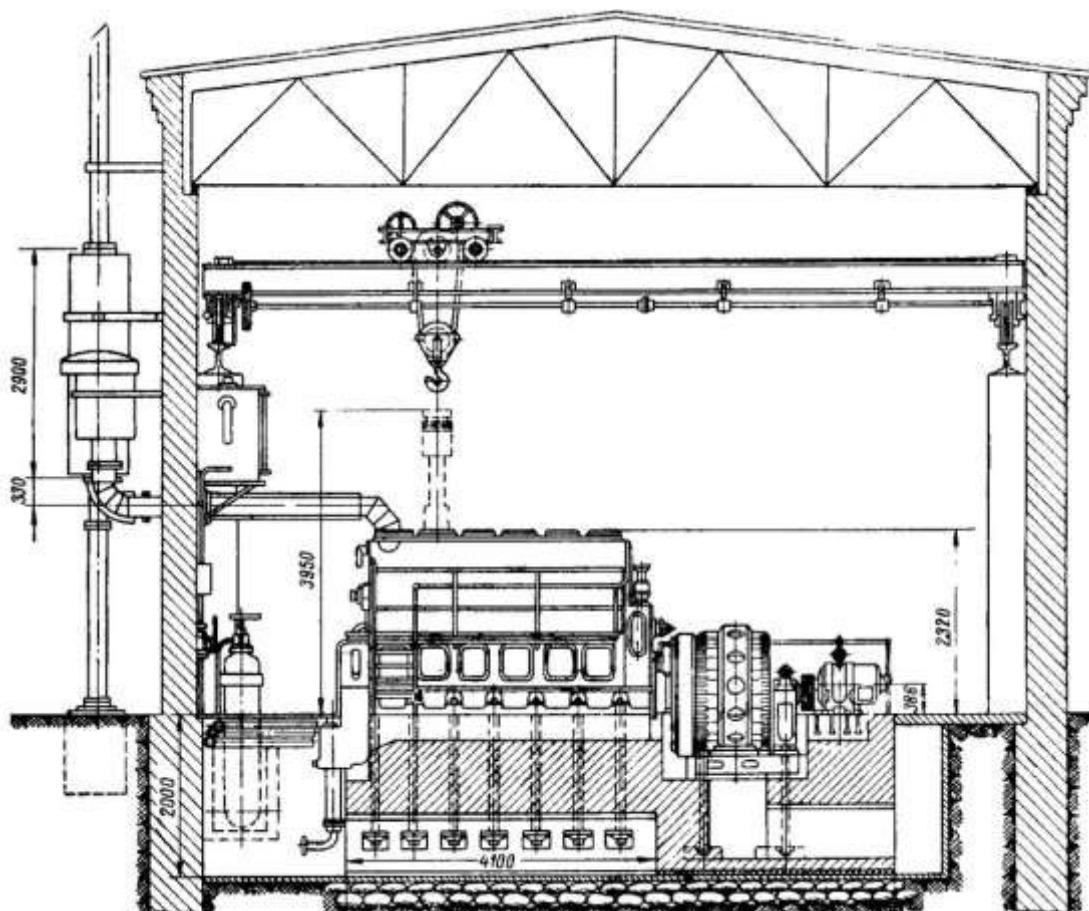


Рис. 1.1 – Будівля для розміщення електростанції.

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 1265$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 1265 \cdot 0.985 = 1246.025$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{1246.025}{0.850} = 1465.912$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1465.912 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2227.223$$

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 E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 1465.912 \cdot 1.080 = 1583.185$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1583.185 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2405.4$$

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 $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1583.185 \cdot 1.1 = 1741.503$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1741.503 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 2645.94$$

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 1А-1265/500, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 1265.

1.2 Опис двигуна прототипу.

Дизелі 6ЧН36/45 (Г72 та Г99) використовуються у складі стаціонарних дизель-електричних агрегатів, а дизелі 6ЧРН36/45 (Г70-5 і Г-74) - як головні двигуни морських і річкових судів. Випускається двигун об'єднанням РУМО

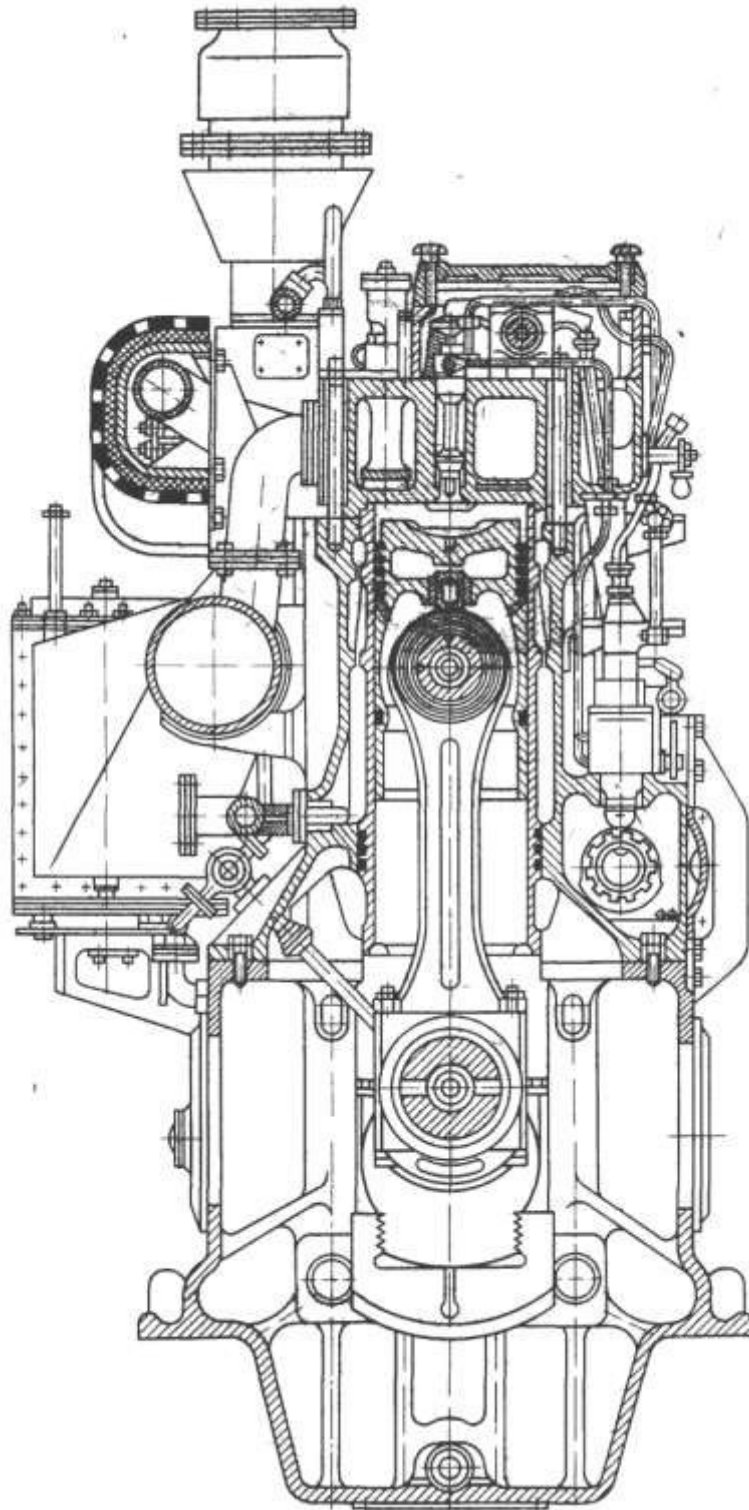


Рис.1.1 - Поперечний розріз двигуна 6ЧН 36/45

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Дизель типу 6ЧН 36/45 – середньо обертовий чотиритактний дизель з газотурбінним наддувом та однорядним розташуванням циліндрів - призначений для встановлення як на транспортних суднах як головний двигун, так і в якості силової установки для стаціонарних електростанцій. Заводом випускаються чотири модифікації дизелів типу 6ЧН 36/45 із заводськими марками: Р-60, Р-70-5, Р-70, Р-74 (табл. 2).

Усі модифікації характеризуються: пневматичною системою дистанційного автоматизованого управління (ДАУ); системою аварійно-попереджувальної сигналізації та захисту; всережимним регулятором частоти обертання валу

Основні деталі остову дизеля чавуні - фундаментна рама та блок циліндрів-стягнуті між собою анкерними зв'язками, які проходять від низу рами до верхньої площини блоку.

Блок має вставні втулки» на які спираються кришки циліндрів. У кришках розміщено поодиноці впускному і випускному клапану, пусковою і запобіжно-декомпресійний клапани, форсунка і термopapa.

Корінні підшипники мають взаємозамінні, тонкостінні вкладиші, залиті бабітом. Кришки корінних підшипників до фундаментної рами кріпляться анкерними шпильками.

Шатунові підшипники сталеві, тонкостінні, з антифрикційним алюмінієвим сплавом. Кришка нижньої головки шатуна кріпиться чотирма болтами, У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка.

Поршень чавунний, охолоджується маслом, яке поступає з циркуляційної системи мастила. Поршневий палець плаваючого типу.

Масляний, водяний і паливopідкачуючий насоси приводяться від шестерні колінчастого валу. Привід розподільного валу здійснюється через систему циліндрових шестерень.

Розподільний вал управляє роботою впускних клапанів і паливних насосів і в той же час приводить регулятор швидкості, розподільник повітря і тахометр.

Кулачки впускних клапанів і паливних насосів знімні.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

Кулачки паливних насосів можна повертати навколо осі для регулювання моменту подачі палива в циліндри

Паливна система включає витратний паливний бак з приймальним фільтром, проміжний сітчастий фільтр, два фільтри тонкого очищення, шестерний і паливopідкачуючий насос, паливні плунжерні насоси золотникового типу - по одинці на циліндр і форсунки.

Фільтри проміжний і тонкого очищення - двохсекційні. Їх можна чистити без зупинки дизеля.

Дизелі (окрім ГТ2М) можуть обладнатися автоматизованою двох паливною (дизельне, моторне) системою підготовка палива

Система паливopідготовки має два насоси з електроприводом (один - резервний), сепаратор палива, підігрівачі і розподільник палива, пульт управління, дозатор присадки, охолоджувач палива після форсунок, фільтри попереднього і тонкого очищення.

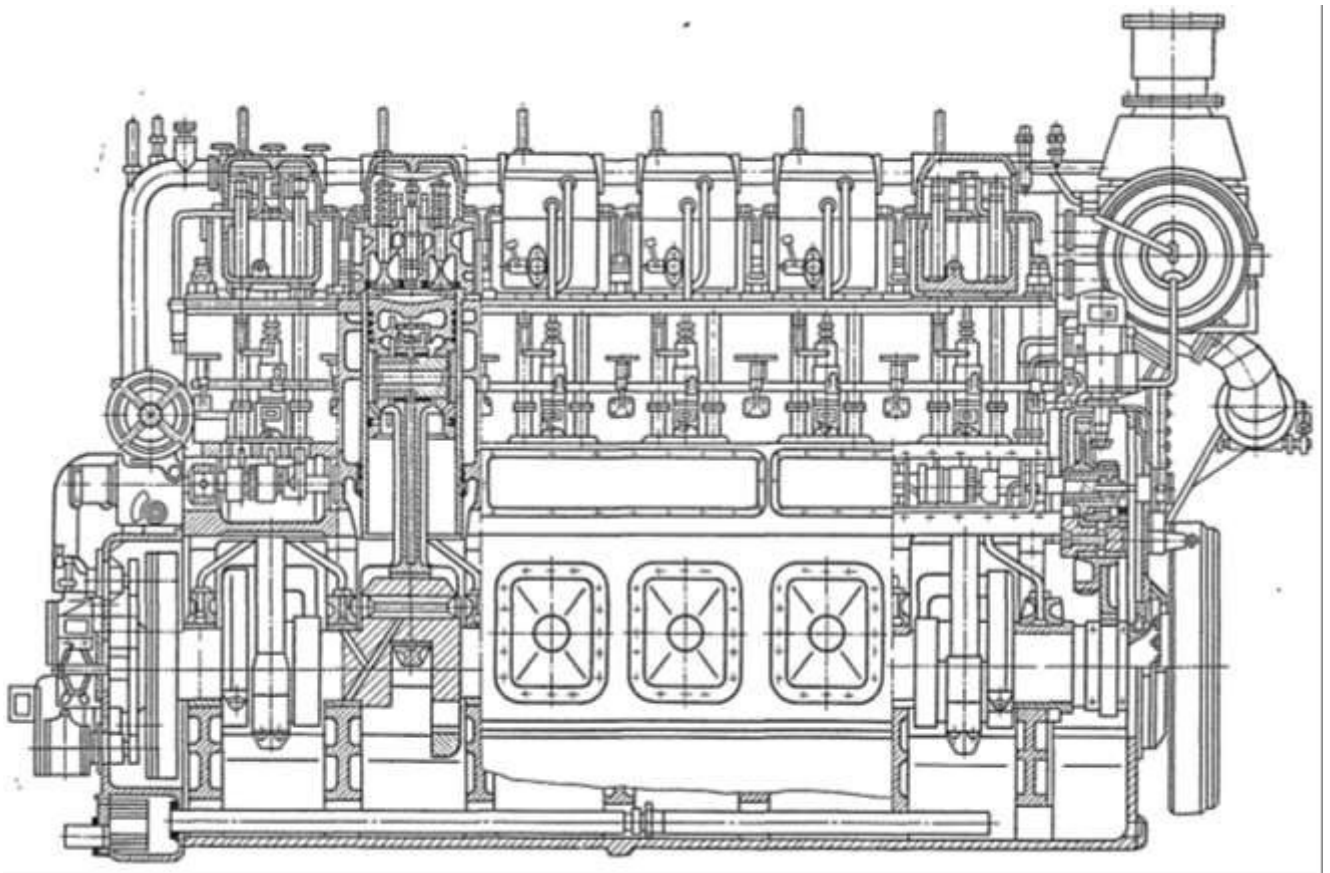


Рис.1.2 - Повздовжній розріз двигуна.

Постійна частота обертання колінчастого валу підтримується прецизійним регулятором швидкості, втрат сполучений е паливними насосами. Управління регулятором швидкості місцеве (рукояткою) і дистанційне (з щита генератора).

За допомогою механізму управління паливними насосами регулятор швидкості і рукоятка управління незалежно друг про г друга пов'язані з паливними насосами.

У судових дизелів регулятор швидкості всережимний, що підтримує будь-яку задану частоту у обертання в робочому діапазоні, є також регулятор безпеки, автоматично зупиняючий дизель при перевищенні частоти обертання заданої межі.

Дизелі обладнані апаратурою і механізмами аварійного захисту і сигналізації. При перегріву масла або води, падінні їх тиску, перевищенні допустимих меж частоти обертання від відповідного датчика поступить імпульс до виконавчих приладів н механізмам.

При аварійній зупинці перекривається доступ повітря в циліндри дизеля і включаються паливні насоси. Одночасно від мережі відключається генератор (у стаціонарних дизелів).

Система мастила у дизелі циркуляційна. Масло в систему подає шестерний насос. У судових дизелів - два насоси (нагнітач і відкачує), які приводяться в дію від демпферної шестерні колінчастого валу. Охолоджується масло проточною водою в охолоджувачі трубчастого типу.

Фільтр - двохсекційний з сітчатими змінними елементами, тонке очищення масла здійснюється відцентровим фільтром, який працює йод дією тиску в системі мастила.

Система обладнана терморегулятором, який підтримує температуру масла в строго встановленому інтервалі.

Перед пуском система мастила прокачується і заповнюється маслом автономним електроприводним шестерним насосом.

У суднових дизелів два насоси передпускового прокачування, два фільтри попереднього очищення і один фільтр відцентрового очищення масла. До системи мастила дизеля підключений турбокомпресор.

Система охолодження дизелів замкнута, двоконтурна. У внутрішньому контурі з відцентровим насосом, що приводиться від колінчастого валу» циркулює прісна вода, яка охолоджується в охолоджувачі трубчастого типу. Воду зовнішнього контуру через охолоджувач прокачує електропрводний автономний насос. У суднових дизелів насос забортної води навісив на дизель і приводиться від демпферної шестерні колінчастого валу.

Температура води у внутрішньому контурі підтримується у встановленому інтервалі терморегулятором. Для заповнення витоків і випаровування води система забезпечена компенсаційним баком.

Система впускання повітря обладнана очисником повітря, Між турбокомпресором ТК-30 і наддувним колектором знаходиться заслінка системи аварійного захисту, який при її спрацьовуванні перекриває доступ повітря в колектор.

Наддувне повітря до надходження в циліндри проходить через охолоджувач.

На передньому торці стаціонарних дизелів встановлені масляний водяний і паливопідкачувальний насоси, які приводяться від колінчастого валу, головний пусковий клапан, тахометр з приводом і рукоятка управління. З цього ж боку поряд з дизелем встановлюється панель з контрольно-вимірювальними приладами.

На передньому торці суднових дизелів розміщені пост управління, механізм і пристрої системи ДАУ, паливопідкачуючий насос, водяні насоси (циркуляційний і такий, що відкачує), демпфер крутильних коливань (встановлюється за наслідками розрахунку) і датчик тахометра.

Суднові дизелі обладнані системою пневматичного дистанційного автоматизованого керування (ДАУ), яка дозволяє управляти роботою дизеля з ходової рубки судна. Дизель може запускатися і зупинятися штурвалом місцевого поста управління на дизелі або з ходового вирубування рукояткою поста ДАУ.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Контрольно-вимірювальні прилади встановлюються в машинному відділенні на виносній панелі і в ходовій рубці на пульті ДАУ.

Технічні характеристики дизелів 6ЧН 36/45 і 6ЧРН 36/45 представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики дизелів 6ЧН 36/45 і 6ЧРН 36/45.

Показники двигунів 6ЧН36/45	Г72М	Г99	Г70-5	Г74
Призначення	Для приводу генераторів стаціонарних електростанцій		Головні суднові	
Номінальна потужність, кВт	888	1100	883	1150
Частота обертання, хв ⁻¹	375	500	375	500
Середній ефективний тиск, бар	10,3	9,6	10,3	10,2
Середня швидкість поршня, м/с	5,6	7,5	5,6	7,5
Ступень автоматизації по ГОСТ 4228-80	1	1	1	2
Питома витрата палива г/(кВт-год) на номінальній потужності при роботі:				
- на дизельному паливі	209	208	213	214
- на моторному паливі	-	215	222	221
масла на чад	1,22	1,16	1,22	1,22
Призначений ресурс, тис. год:				
до переборки при роботі:				
- на дизельному паливі	12,0	15,0	10,0	8,0
- на моторному паливі	-	6,0	7,0	5,5
до капітального ремонту при роботі	60,0	60,0	60,0	55,0
- на дизельному паливі	-	55,0	50,0	50,0
- на моторному паливі				
Маса (суха), кг	26000	25500	27500	27500
Габаритні розміри, мм				
довжина L	5108	4945	5616	5575
ширина В	1728	1728	1780	1800
висота Н	3065	3400	3400	3400
Паливо	Дизельне ГОСТ 305-82	Дизельне ГОСТ 305-82;	Дизельне Л-0,2-61	

		Моторне ДТ	ГОСТ 305-82 Моторне ДТ ГОСТ 667-68
Масло при роботі: - на дизельному паливі - на моторному паливі	Моторне М - 10В2С ГОСТ 12337-84 Моторне М-10-10Г2ЦС ГОСТ 12337-84		

1.3 Висновки по розділу.

Під час роботи над даним розділом, було розглянуто та описано будову, роботу та призначення стаціонарної електростанції на базі дизельного двигуна-прототипу 6ЧН 36/45. Визначено її технічні параметри та обґрунтовано обрано генератор для роботи в парі з силовим агрегатом.

Крім того розглянуто було описано будову двигуна-прототипу, принцип роботи його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо форсування двигуна-прототипу до величини потужності заданої умовою на проектування. При цьому ключовою залишається умова збереження високих вихідних техніко-економічних параметрів.

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 1265$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.05$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 180$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 210$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{180}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 363.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 363.5 - 50 = 313.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 180 - 3 = 177$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 180 = 171$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{363.49 - 50}{800} \cdot \frac{210}{12.5 \cdot 171 - 210} = 0.04$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{363.49 - 50 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 333.41$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{171}{180} \cdot \frac{313.489}{333.409 \cdot (1 + 0.043)} = 0.931$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{177 \cdot 10^3}{287 \cdot 313.489} = 1.967$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.967 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.763$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 171 \cdot 12.5^{1.374} = 5497.313$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 333.41 \cdot 12.5^{1.37-1} = 857.48$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 857.476 = 22.142$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2.05 \cdot 0.495 = 1.014$$

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

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2.05 - 1) \cdot 0.495 = 0.109$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2.05 \cdot 0.495 = 0.801$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.109 \\ 0.801 \end{pmatrix} = 1.047$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.047}{1.014} = 1.032$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.032 + 0.043}{1.000 + 0.043} = 1.031$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.047} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.109 \cdot 23.3 \\ 0.801 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.146$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0466} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.109 \cdot 0.0015 \\ 0.8009 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.146 + 8.314 = 31.46$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 5497.313 = 8245.97$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03104 = 0.00183$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.46 \cdot 1.031 = 32.437$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{1.014 \cdot (1 + 0.043)} = 3.413 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.142 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 857.476 = 2.968 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 34131.801 + 29679.83 = 63811.631$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.437^2 + 4 \cdot 1.831 \times 10^{-3} \cdot 6.381 \times 10^4 = 1.52 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.437 + \sqrt{1519.578}}{2 \cdot 0.002} = 1786.976$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.031 \cdot 1.787 \times 10^3}{1.5 \cdot 857.476} = 1.432$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.432}{12.5} = 0.115 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 11.46$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.432} = 8.726$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.215$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8245.97}{8.726^{1.215}} = 593.109$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1786.976}{8.726^{1.215-1}} = 1121.607$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1121.607}{\sqrt[3]{\frac{593.109}{210}}} = 793.479$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 793.479|}{800} \cdot 100 = 0.815 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.432 - 1) = 0.649$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.432}{1.215 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.726^{1.215 - 1}} \right) = 3.721$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.374 - 1}} \right) = 1.634$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5497.313}{12.5 - 1} \cdot [0.649 + (3.721 - 1.634)] = 1307.734$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1307.734 = 1281.579$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2.05 \cdot 14.317 \cdot 1281.579}{0.931 \cdot 42447.806 \cdot 1.967} = 0.484$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.484 \cdot 42447.806} = 0.175$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.45$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.45 \cdot 500}{30} = 7.5 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 7.5 = 176.5$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1281.579 - 176.5 = 1105.079$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1105.079}{1281.579} = 0.862$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.484 \cdot 0.862 = 0.417$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.417 \cdot 42447.806} = 0.203$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.203 \cdot 1.265 \times 10^3 = 257.209$$

2.1.9 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{1265 \cdot 10^3}{1105.079 \cdot 500} = 274.732$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{274.732}{6} = 45.789$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.36$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.45}{0.36} = 1.25 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 45.789}{\pi \cdot 1.25}} = 359.959$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.36$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.25 \cdot 359.959 = 449.948$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.45$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 360 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 360 \cdot 10^{-3} = 0.36$$

хід поршня

$$s' = 450 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 450 \cdot 10^{-3} = 0.45$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.36^2 \cdot 0.45 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 274.827$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{1105.079 \cdot 274.827 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 1265.437$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{1.265 \times 10^3 + 1.265 \times 10^3}{2} = 1.265 \times 10^3$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|1265.437 - 1265|}{1265.219} \cdot 100 = 0.035\%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.36^2}{4} \cdot 0.45 = 0.046$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.046}{12.5 - 1} = 3.983 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.046 + 3.983 \times 10^{-3} = 0.05$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 3.983 \times 10^{-3} \cdot 1.432 = 5.705 \times 10^{-3}$$

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

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

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

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:

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

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

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 м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00398$	$p(0) = 171$	$V(180) = 0.04979$	$p(180) = 171$
$V(10) = 0.00442$	$p(10) = 171$	$V(190) = 0.04953$	$p(190) = 172.232$
$V(20) = 0.00571$	$p(20) = 171$	$V(200) = 0.04875$	$p(200) = 176.024$
$V(30) = 0.00778$	$p(30) = 171$	$V(210) = 0.04745$	$p(210) = 182.669$
$V(40) = 0.01055$	$p(40) = 171$	$V(220) = 0.04564$	$p(220) = 192.704$
$V(50) = 0.01388$	$p(50) = 171$	$V(230) = 0.04333$	$p(230) = 206.984$
$V(60) = 0.01763$	$p(60) = 171$	$V(240) = 0.04053$	$p(240) = 226.82$
$V(70) = 0.02164$	$p(70) = 171$	$V(250) = 0.03731$	$p(250) = 254.215$
$V(80) = 0.02575$	$p(80) = 171$	$V(260) = 0.03371$	$p(260) = 292.269$
$V(90) = 0.02982$	$p(90) = 171$	$V(270) = 0.02982$	$p(270) = 345.885$
$V(100) = 0.03371$	$p(100) = 171$	$V(280) = 0.02575$	$p(280) = 423.057$
$V(110) = 0.03731$	$p(110) = 171$	$V(290) = 0.02164$	$p(290) = 537.247$
$V(120) = 0.04053$	$p(120) = 171$	$V(300) = 0.01763$	$p(300) = 711.862$
$V(130) = 0.04333$	$p(130) = 171$	$V(310) = 0.01388$	$p(310) = 988.586$
$V(140) = 0.04564$	$p(140) = 171$	$V(320) = 0.01055$	$p(320) = 1441.315$
$V(150) = 0.04745$	$p(150) = 171$	$V(330) = 0.00778$	$p(330) = 2189.334$
$V(160) = 0.04875$	$p(160) = 171$	$V(340) = 0.00571$	$p(340) = 3353.708$
$V(170) = 0.04953$	$p(170) = 171$	$V(350) = 0.00442$	$p(350) = 4765.62$
$V(360) = 0.00398$	$p(360) = 5497.313$	$V(540) = 0.04979$	$p(540) = 593.109$
$V(370) = 0.00442$	$p(370) = 8245.97$	$V(550) = 0.04953$	$p(550) = 210$
$V(380) = 0.00571$	$p(380) = 8243.123$	$V(560) = 0.04875$	$p(560) = 210$

V(390) = 0.00778	p(390) = 5653.424	V(570) = 0.04745	p(570) = 210
V(400) = 0.01055	p(400) = 3906.32	V(580) = 0.04564	p(580) = 210
V(410) = 0.01388	p(410) = 2798.8	V(590) = 0.04333	p(590) = 210
V(420) = 0.01763	p(420) = 2093.425	V(600) = 0.04053	p(600) = 210
V(430) = 0.02164	p(430) = 1632.222	V(610) = 0.03731	p(610) = 210
V(440) = 0.02575	p(440) = 1321.335	V(620) = 0.03371	p(620) = 210
V(450) = 0.02982	p(450) = 1105.775	V(630) = 0.02982	p(630) = 210
V(460) = 0.03371	p(460) = 952.759	V(640) = 0.02575	p(640) = 210
V(470) = 0.03731	p(470) = 842.195	V(650) = 0.02164	p(650) = 210
V(480) = 0.04053	p(480) = 761.417	V(660) = 0.01763	p(660) = 210
V(490) = 0.04333	p(490) = 702.226	V(670) = 0.01388	p(670) = 210
V(500) = 0.04564	p(500) = 659.21	V(680) = 0.01055	p(680) = 210
V(510) = 0.04745	p(510) = 628.762	V(690) = 0.00778	p(690) = 210
V(520) = 0.04875	p(520) = 608.492	V(700) = 0.00571	p(700) = 210
V(530) = 0.04953	p(530) = 596.888	V(710) = 0.00442	p(710) = 210

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 58111.164$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{5.811 \times 10^4}{0.046 \cdot 1 \times 10^3} = 1.269 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.269 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.243 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.282 \times 10^3 - 1.243 \times 10^3|}{1.282 \times 10^3 + 1.243 \times 10^3} \cdot 100 = 3.032$$

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;

$r' = 50^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 40^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 55^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.497 \times 10^3 = 6.597 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 8.246 \times 10^3 = 8.246 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 171$	$V(\varphi_r) = 3.983 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 171$	$V(\varphi_d) = 0.05$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5497.313$	$V(\varphi_c) = 3.983 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8245.97$	$V(\varphi_z) = 3.987 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 593.109$	$V(\varphi_b) = 0.05$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.717 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 6.652 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.067 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 4.96 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 8.246 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 5.541 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 485$	$p(\varphi_{b''}) = 729.512$	$V(\varphi_{b''}) = 0.042$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 670$	$p(\varphi_{r'}) = 210$	$V(\varphi_{r'}) = 0.014$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 171$	$V(\varphi_{r''}) = 0.014$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 220$	$p(\varphi_{d'}) = 192.704$	$V(\varphi_{d'}) = 0.046$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.597 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.983 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 8.246 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 4.419 \times 10^{-3}$

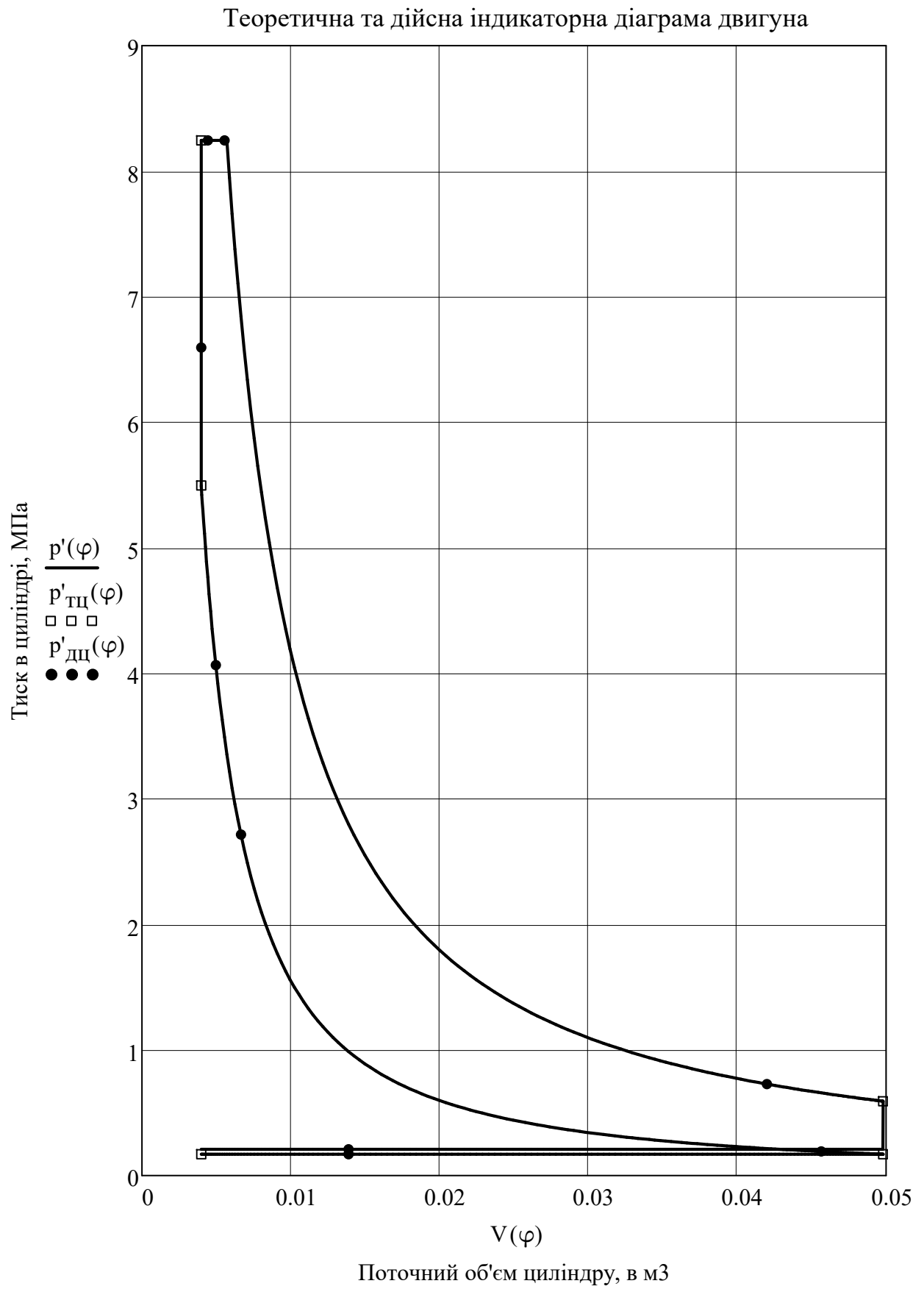


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

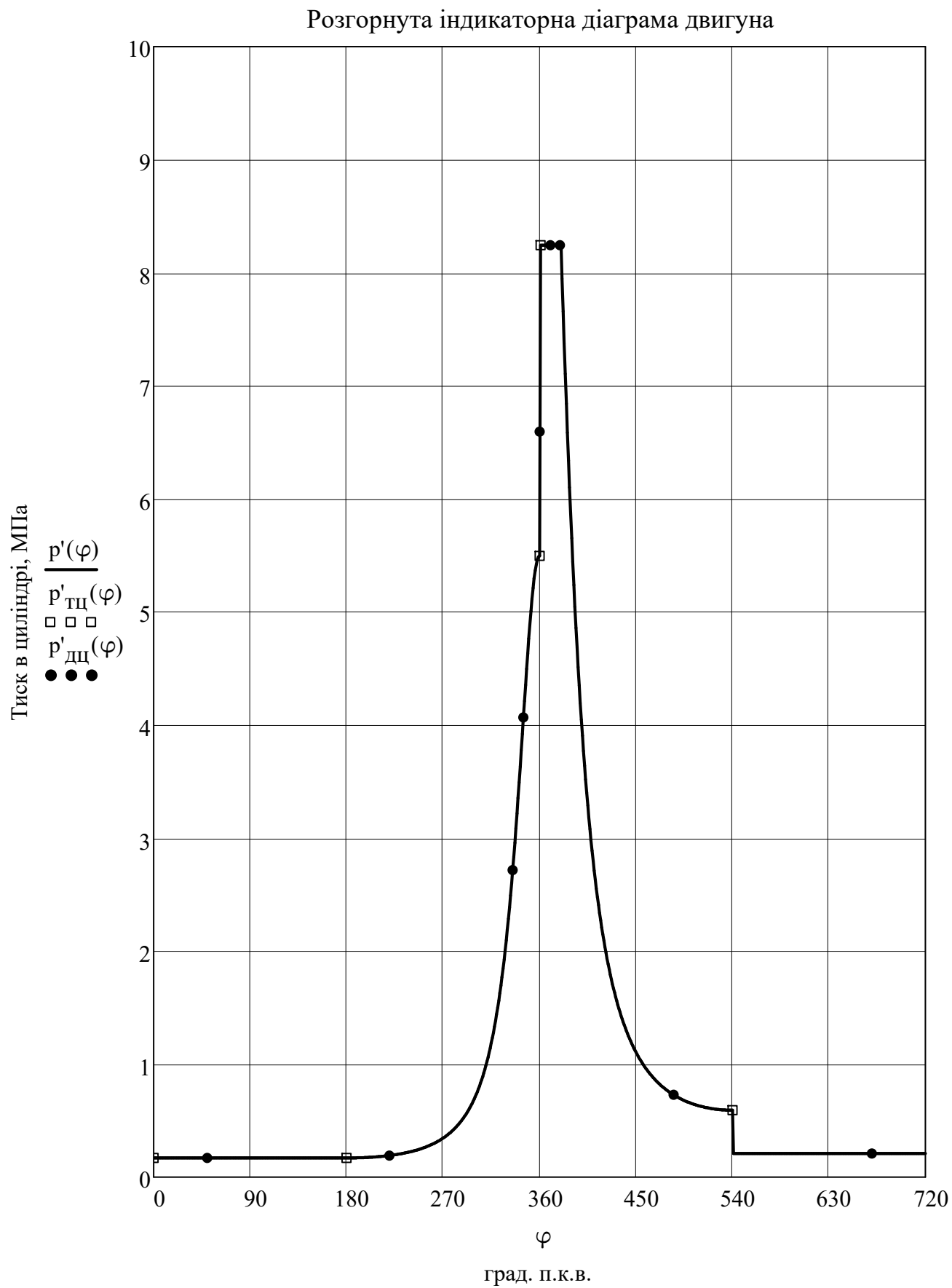


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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 цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

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, виконуємо, виходячи з допущень що:

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

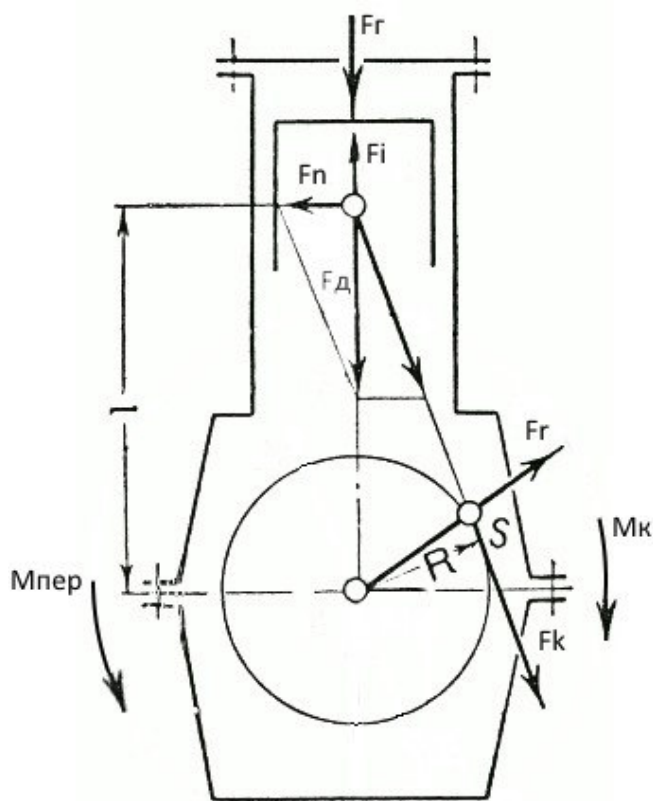


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 58.35$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 73.45$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 58.35 + \frac{1}{3} \cdot 73.45 = 82.833$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.45}{2} = 0.225$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.225}{0.256} = 0.879$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.36^2}{4} = 0.102$$

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

$F_r(0) = 7.095$	$F_i(0) = -64.176$	$F_d(0) = -57.082$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 7.095$	$F_i(30) = -50.79$	$F_d(30) = -43.696$	$M_k(30) = -6.015$
$F_r(60) = 7.095$	$F_i(60) = -19.008$	$F_d(60) = -11.913$	$M_k(60) = -2.626$
$F_r(90) = 7.095$	$F_i(90) = 13.081$	$F_d(90) = 20.175$	$M_k(90) = 4.539$
$F_r(120) = 7.095$	$F_i(120) = 32.088$	$F_d(120) = 39.183$	$M_k(120) = 6.633$
$F_r(150) = 7.095$	$F_i(150) = 37.71$	$F_d(150) = 44.805$	$M_k(150) = 3.914$
$F_r(180) = 7.095$	$F_i(180) = 38.015$	$F_d(180) = 45.11$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 8.282$	$F_i(210) = 37.71$	$F_d(210) = 45.992$	$M_k(210) = -4.018$
$F_r(240) = 12.776$	$F_i(240) = 32.088$	$F_d(240) = 44.864$	$M_k(240) = -7.595$
$F_r(270) = 24.896$	$F_i(270) = 13.081$	$F_d(270) = 37.976$	$M_k(270) = -8.545$
$F_r(300) = 62.148$	$F_i(300) = -19.008$	$F_d(300) = 43.14$	$M_k(300) = -9.510$
$F_r(330) = 212.536$	$F_i(330) = -50.79$	$F_d(330) = 161.746$	$M_k(330) = -22.264$
$F_r(360) = 549.247$	$F_i(360) = -64.176$	$F_d(360) = 485.071$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 565.137$	$F_i(390) = -50.79$	$F_d(390) = 514.347$	$M_k(390) = 70.799$
$F_r(420) = 202.774$	$F_i(420) = -19.008$	$F_d(420) = 183.766$	$M_k(420) = 40.508$
$F_r(450) = 102.243$	$F_i(450) = 13.081$	$F_d(450) = 115.324$	$M_k(450) = 25.948$
$F_r(480) = 67.192$	$F_i(480) = 32.088$	$F_d(480) = 99.28$	$M_k(480) = 16.806$
$F_r(510) = 53.689$	$F_i(510) = 37.71$	$F_d(510) = 91.399$	$M_k(510) = 7.984$
$F_r(540) = 50.06$	$F_i(540) = 38.015$	$F_d(540) = 88.075$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 11.064$	$F_i(570) = 37.71$	$F_d(570) = 48.774$	$M_k(570) = -4.261$
$F_r(600) = 11.064$	$F_i(600) = 32.088$	$F_d(600) = 43.152$	$M_k(600) = -7.305$
$F_r(630) = 11.064$	$F_i(630) = 13.081$	$F_d(630) = 24.145$	$M_k(630) = -5.433$
$F_r(660) = 11.064$	$F_i(660) = -19.008$	$F_d(660) = -7.943$	$M_k(660) = 1.751$
$F_r(690) = 11.064$	$F_i(690) = -50.79$	$F_d(690) = -39.726$	$M_k(690) = 5.468$
$F_r(720) = 11.064$	$F_i(720) = -64.176$	$F_d(720) = -53.112$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -57.082$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -5.639$	$F_r(30) = -35.022$	$F_k(30) = -26.732$	$M_{пер}(30) = 6.015$
$F_n(60) = -2.709$	$F_r(60) = -3.611$	$F_k(60) = -11.671$	$M_{пер}(60) = 2.626$
$F_n(90) = 5.343$	$F_r(90) = -5.343$	$F_k(90) = 20.175$	$M_{пер}(90) = -4.539$
$F_n(120) = 8.909$	$F_r(120) = -27.306$	$F_k(120) = 29.479$	$M_{пер}(120) = -6.633$
$F_n(150) = 5.783$	$F_r(150) = -41.693$	$F_k(150) = 17.394$	$M_{пер}(150) = -3.914$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -45.11$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -5.936$	$F_r(210) = -42.798$	$F_k(210) = -17.856$	$M_{пер}(210) = 4.018$
$F_n(240) = -10.2$	$F_r(240) = -31.266$	$F_k(240) = -33.754$	$M_{пер}(240) = 7.595$
$F_n(270) = -10.057$	$F_r(270) = -10.057$	$F_k(270) = -37.976$	$M_{пер}(270) = 8.545$
$F_n(300) = -9.808$	$F_r(300) = 13.076$	$F_k(300) = -42.265$	$M_{пер}(300) = 9.51$
$F_n(330) = -20.875$	$F_r(330) = 129.638$	$F_k(330) = -98.951$	$M_{пер}(330) = 22.264$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 485.071$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 66.382$	$F_r(390) = 412.246$	$F_k(390) = 314.662$	$M_{пер}(390) = -70.799$
$F_n(420) = 41.781$	$F_r(420) = 55.699$	$F_k(420) = 180.037$	$M_{пер}(420) = -40.508$
$F_n(450) = 30.541$	$F_r(450) = -30.541$	$F_k(450) = 115.324$	$M_{пер}(450) = -25.948$
$F_n(480) = 22.572$	$F_r(480) = -69.188$	$F_k(480) = 74.693$	$M_{пер}(480) = -16.806$
$F_n(510) = 11.796$	$F_r(510) = -85.052$	$F_k(510) = 35.484$	$M_{пер}(510) = -7.984$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -88.075$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -6.295$	$F_r(570) = -45.387$	$F_k(570) = -18.936$	$M_{пер}(570) = 4.261$
$F_n(600) = -9.811$	$F_r(600) = -30.073$	$F_k(600) = -32.466$	$M_{пер}(600) = 7.305$
$F_n(630) = -6.394$	$F_r(630) = -6.394$	$F_k(630) = -24.145$	$M_{пер}(630) = 5.433$
$F_n(660) = 1.806$	$F_r(660) = -2.408$	$F_k(660) = 7.782$	$M_{пер}(660) = -1.751$
$F_n(690) = 5.127$	$F_r(690) = -31.84$	$F_k(690) = 24.303$	$M_{пер}(690) = -5.468$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -53.112$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

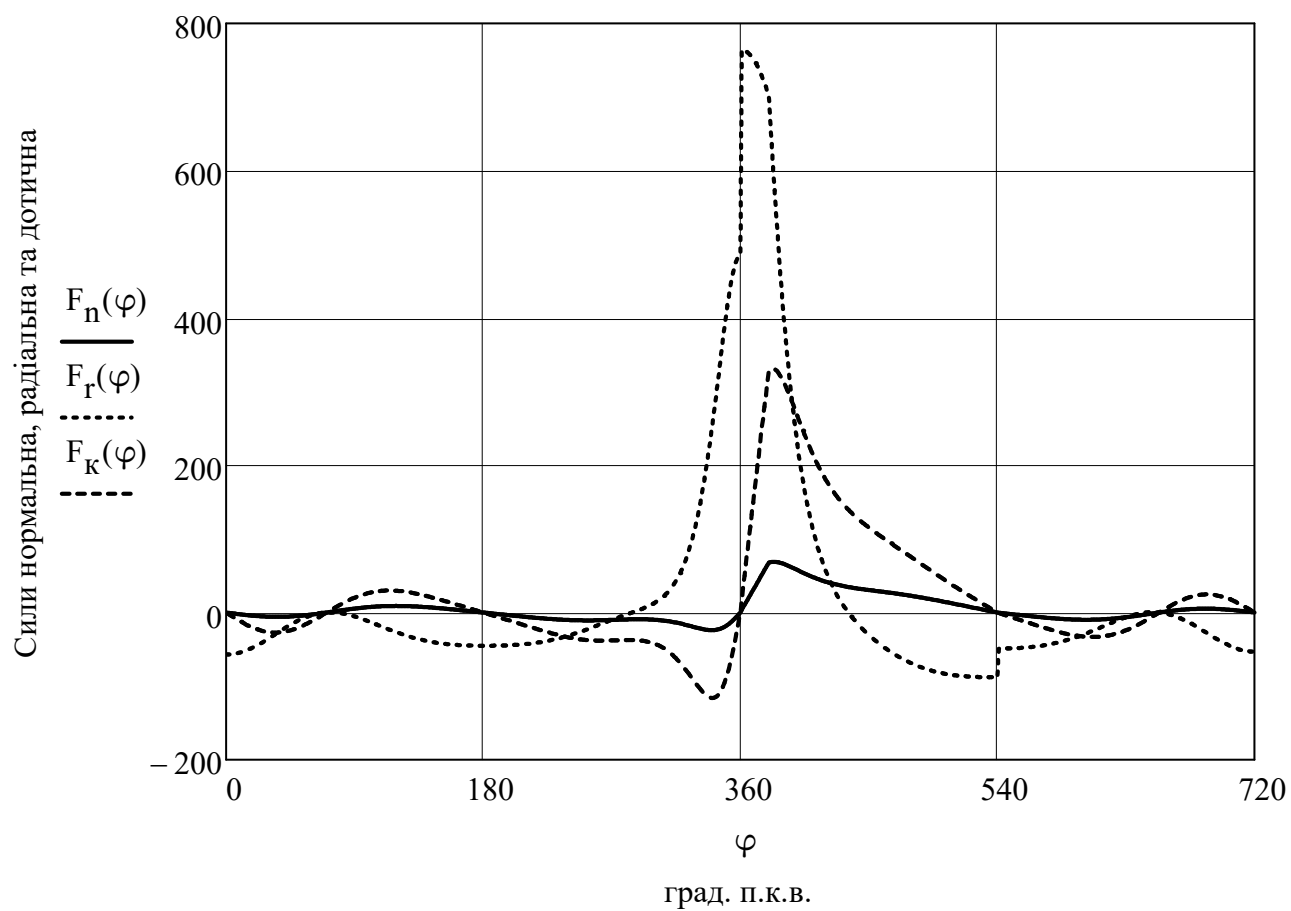
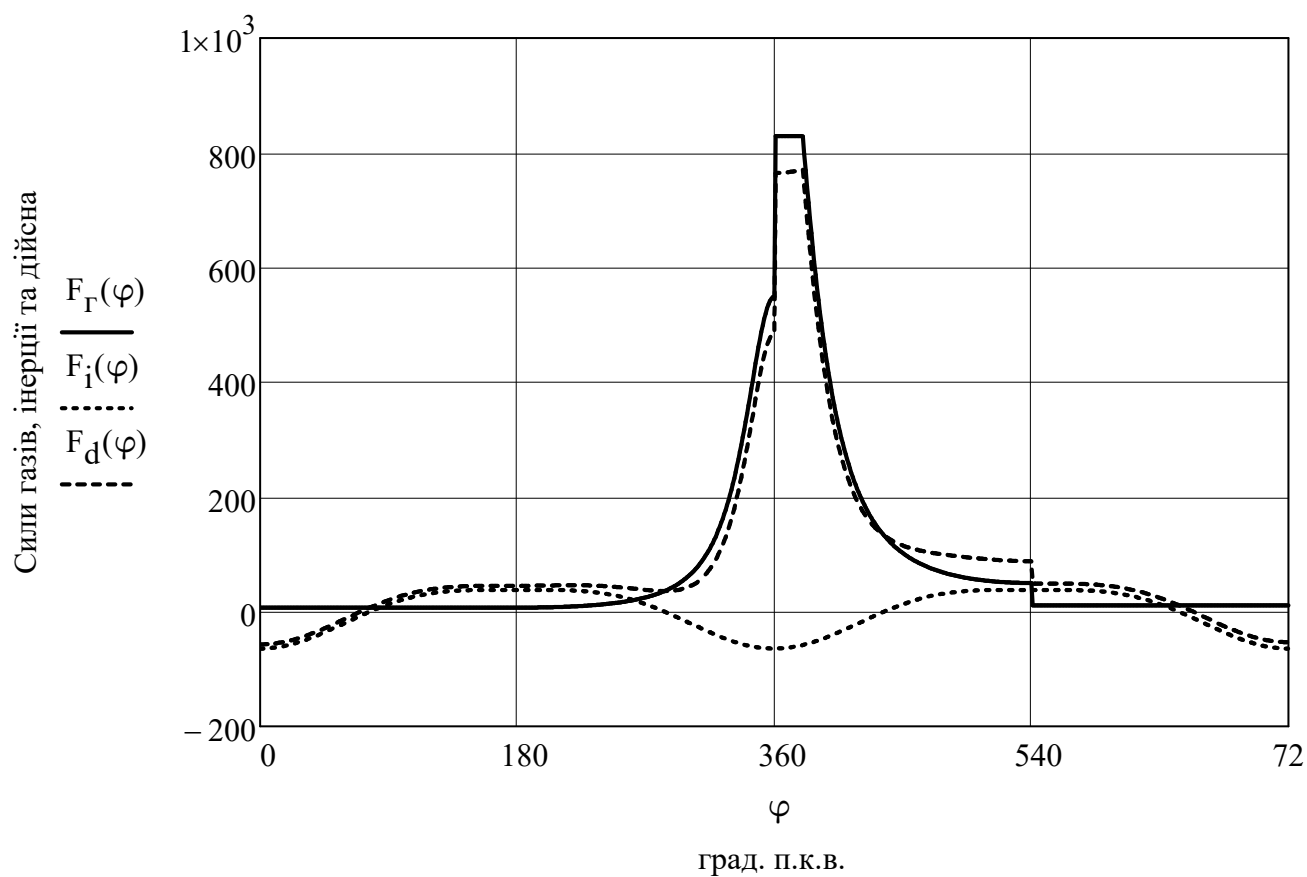


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

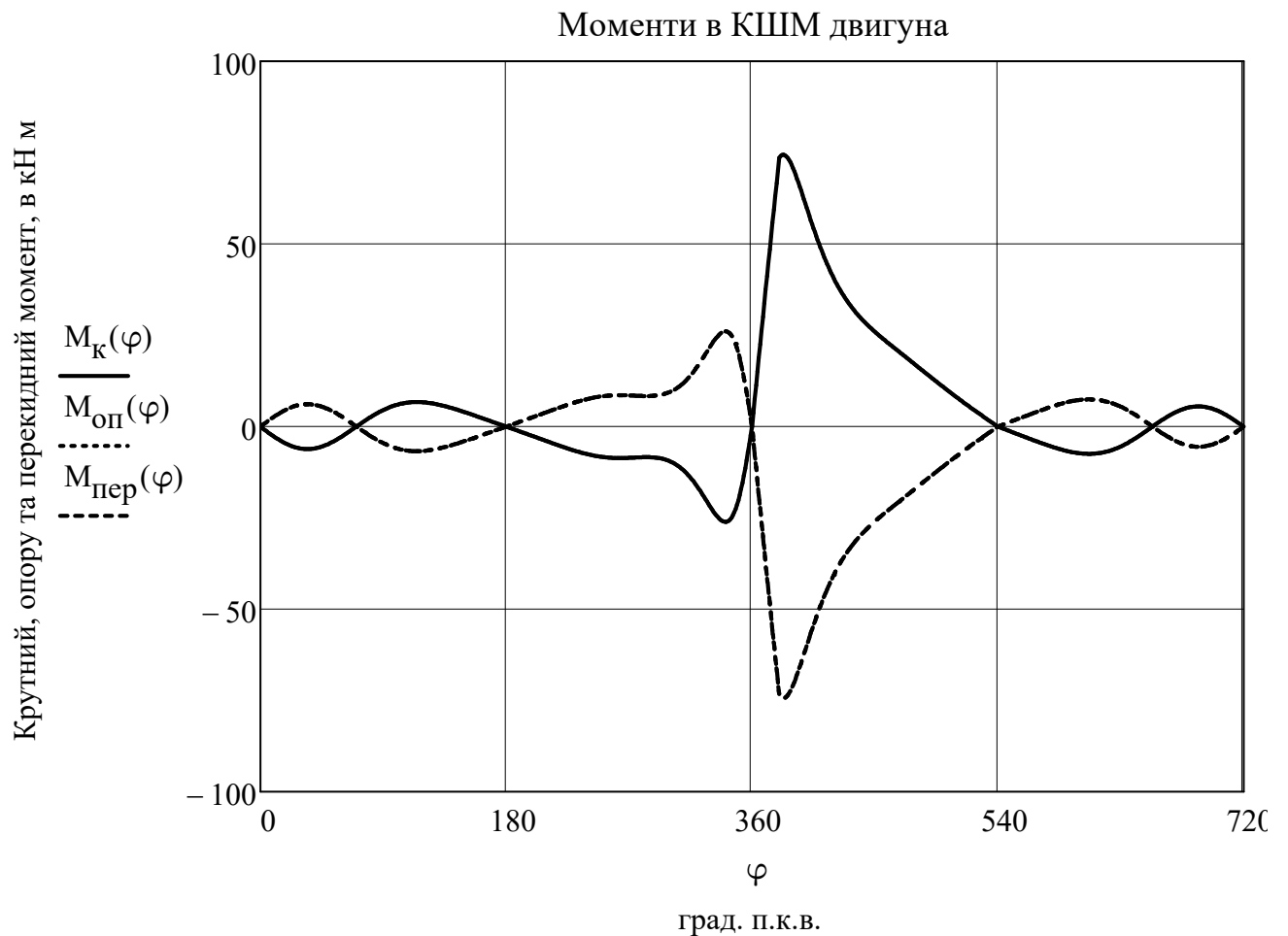


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

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 крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

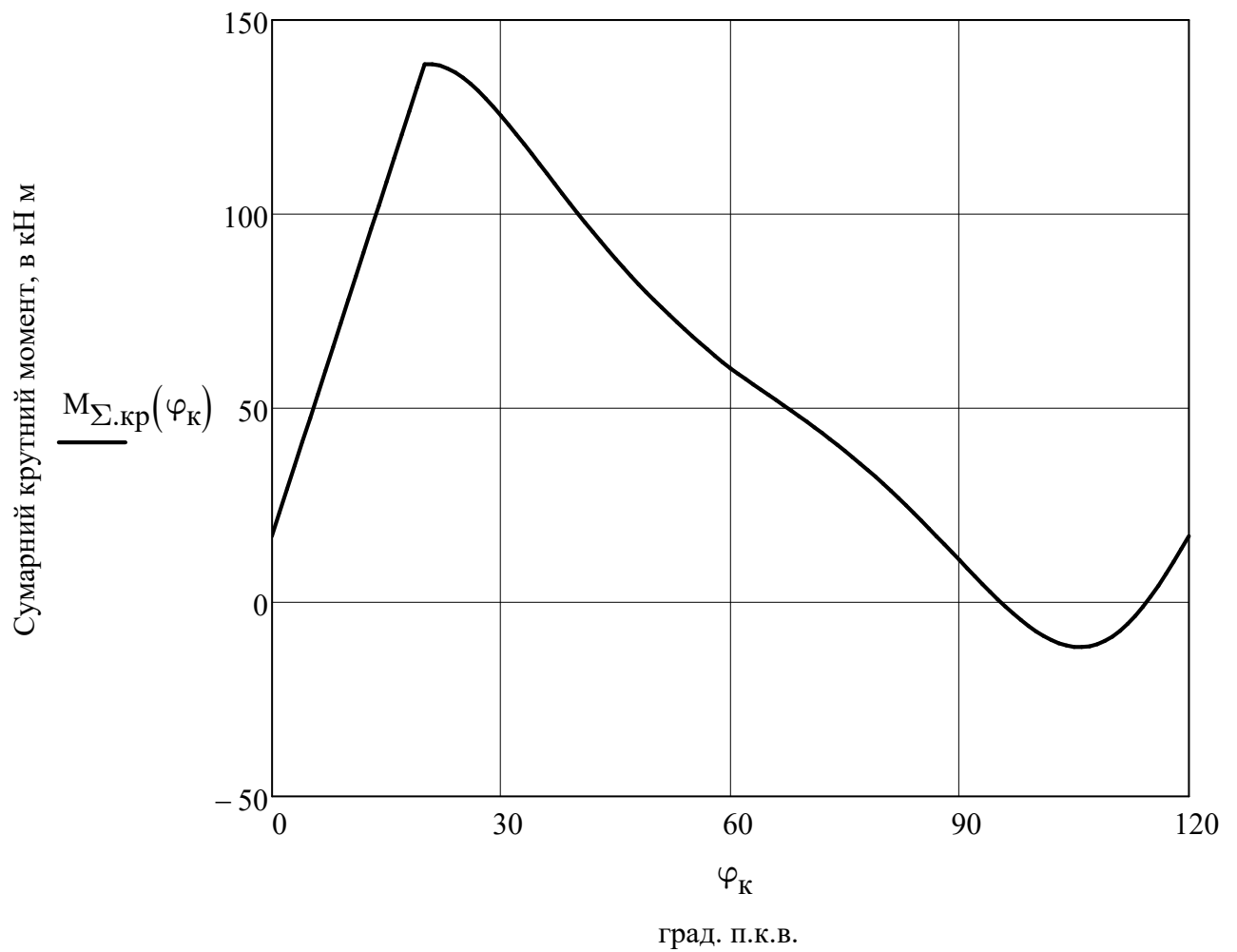


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 17.079$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 90.088$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 43.616$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 136.509$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 23.034$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 110.443$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -1.096$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 81.951$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -10.781$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 60.247$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 17.079$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{257.209 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.033 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 1265.437 = 1265437.456$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.265 \times 10^6}{3.033 \times 10^6} \cdot 100 = 41.726$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 3032763.496 \cdot 0.417 = 1265000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.265 \times 10^6 - 1.265 \times 10^6|}{1.265 \times 10^6} \cdot 100 = 0.035$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

де 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 $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.08$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.08 + 0.03 = 0.11$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.11 \cdot 3032763.496 = 333603.985$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 176.500 = 105.900$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.36^2}{4} \cdot 0.45 = 0.046$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{105.9 \cdot 0.0458 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 121.2672$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 121.267 = 121267.204$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 333603.985 + 121267.204 = 454871.189$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{454871.18889 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.01303$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.013 \cdot 98}{0.9} = 1.419$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 1.419 = 1418.532$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 333604 + 121267.2 + 1418.5 = 456289.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{456289.721}{3032763.496} \cdot 100 = 15.045$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 333.409 - 273 = 60.409$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 60.409 = 29.122$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.047 \cdot 33.605 \cdot 527 = 18535.608$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 1.014 \cdot 29.122 \cdot 60.409 = 1783.559$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 18535.6 - 1783.6 = 16752$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{257.209}{3.6} \cdot 16752.049 = 1196881.678$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1196881.678}{3032763.496} \cdot 100 = 39.465$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{176.5}{1281.579} \cdot 0.484 = 0.067$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.067 \cdot 3032763.496 = 202042.138$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 333603.985 + 202042.138 - 456289.721 = 79356.401$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 7.936 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0.011$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{0.011 \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 5.263$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 5.263 = 5263.478$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 79356.401 + 5263.478 = 84619.879$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{84619.879}{3032763.496} \cdot 100 = 2.79$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 3032763.5 - \sum \begin{pmatrix} 1265437.5 \\ 456289.7 \\ 1196881.7 \\ 84619.9 \end{pmatrix} = 29534.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{29534.762}{3032763.496} \cdot 100.000 = 0.974$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 3032763.5$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 1265437.5$	$q_{\text{е}} = 41.7$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 1196881.7$	$q_{\Gamma} = 39.5$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 456289.7$	$q_{\text{в}} = 15$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 84619.9$	$q_{\text{м}} = 2.8$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 29534.8$	$q_{\text{нв}} = 1.0$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 41.726 + 39.465 + 15.045 + 2.79 + 0.974 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	1100	1265,4	15,04
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	950	1105,0	16,32
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,405	0,417	2,96
4	Механічний ККД	η_m	-	0,850	0,862	1,41
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	210	203	- 3,33
6	Діаметр циліндру	D	мм	360	360	0,0
7	Хід поршня	S	мм	450	450	0,0

Ефективна потужність для двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 165 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріст потужності склав 165,4 кВт, що відповідає приросту потужності на рівні 15,04%. Зростання потужності в даному проекті вдалося забезпечити за рахунок збільшення середнього ефективного тиску, за рахунок введення додаткової циклової порції в циліндр. Проведений порівняльний аналіз результатів показав, що зростання середнього ефективного тиску досягло також величини у 16,32%.

Так завдяки оптимізації параметрів робочого циклу та проведеному раціональному вибору початкових даних для проектного вдалося отримати високі вихідні параметри робочого циклу. Питома ефективна витрата палива знаходиться на рівні 203 г/(кВт год) що на 3,33% менше ніж у двигуна прототипу, головним чином за рахунок ефективності її використання. Так при цьому значення ефективного ККД зросло на 2,96%. Так серед заходів направлених на покращення ефективності протікання робочого циклу треба відмітити: покращення ефективності сумішоутворення та згоряння, покращення

ефективності утилізації тепла в циліндрі, зниження опору впускного тракту, та зменшення механічних втрат на тактах впуску та випуску.

Необхідно також відмітити, що високі показники паливної економичності, були отримані головним чином на рахунок вдосконалення та доведення елементів паливної апаратури.

Комплекс запропонованих конструктивних забезпечив зменшення механічних втрат двигуна, що відповідно для механічного ККД дало зростання на рівні 1,41%.

В даному розділі було виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Також було визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та визначено значення величин зовнішнього складового балансу.

Отримані результати щодо вихідних параметрів робочого циклу показують не лише ефективність та досконалість прийнятих рішень, але також показують напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. В нашому випадку в даній роботі головна увага буде присвячена вдосконаленню конструкції елементів паливної апаратури.

3 ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ

3.1 Опис будови та роботи штатної паливної системи та її складових

3.1.1 Загальний опис штатної паливної системи.

Паливна система включає в себе витратний паливний бак з впускним фільтром, проміжний сітчастий фільтр, два фільтра тонкого очищення, шестеренчастий насос підкачки палива, паливні плунжерні насоси золотникового типу - по одному на циліндр і форсунки. Фільтри проміжного і тонкого очищення бувають двосекційними. Їх можна чистити без зупинки дизеля.

Дизелі серії ЧН 36/45 можуть оснащуватися автоматичною двопаливною (дизель, моторна) системою обробки палива. Система підготовки палива має два насоси з електроприводом (один є резервним), сепаратор палива, підігрівачі і розподільник палива, пульт управління, дозатор присадок, охолоджувач палива після форсунок, фільтри передового і тонкого очищення.

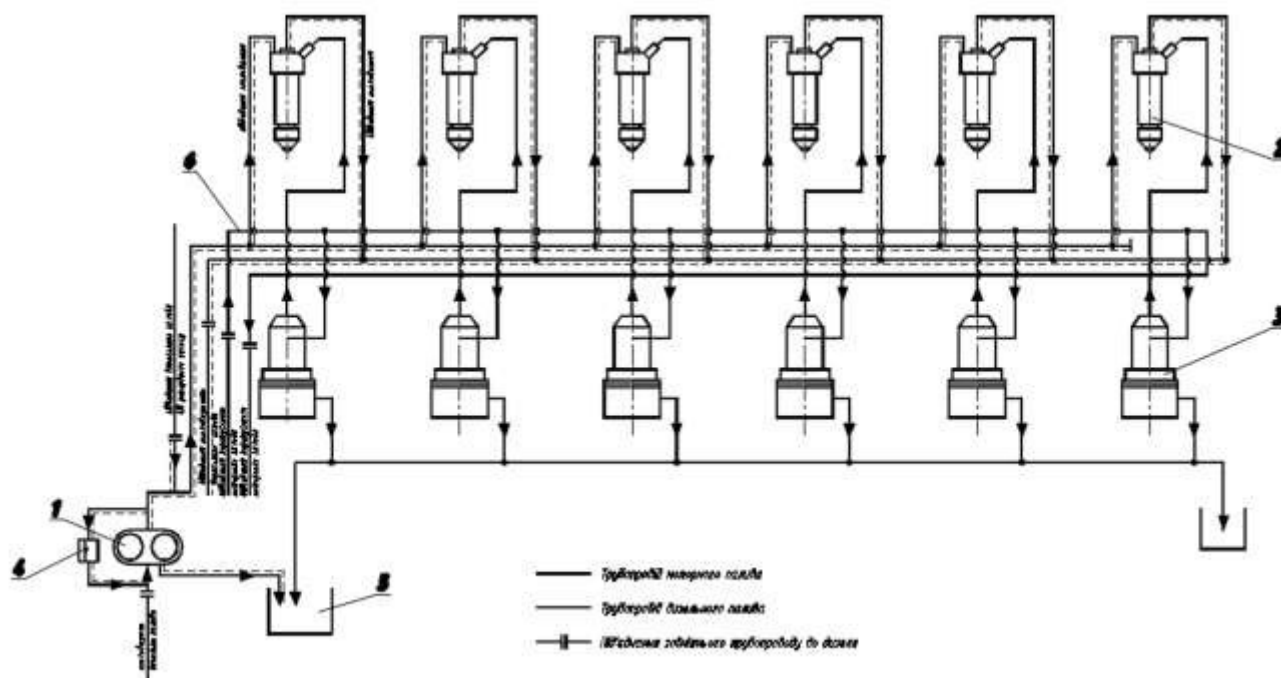


Рис. 3.1 – Система подачі рідкого палива

1 – паливопідкачувальний насос; 2 – форсунка; 3 – паливний насос високого тиску; 4 – перепускний клапан; 5 – зливний бачок; 6 – трубопровід.

У двигунах з двопаливною системою відфільтроване і підігріте до температури 85...95 °С паливо надходить в головну магістраль, а звідти паливні насоси високого тиску 2, які в свою чергу, подають його через форсунки 3 в циліндри двигуна.

Паливо, що проникло між плунжером і втулкою насосів високого тиску, стікає в зливний бачок 5. Охолодження форсунок здійснюється дизельним паливом, яке подається насосом 1 в загальну магістраль. Із загальної магістралі паливо відводами надходить на охолодження форсунок, після чого направляється у зовнішній трубопровід.

Перепускний клапан 4 підкачувального насоса 1 служить для перепуску з нагнітальної у всмоктувальну порожнину палива у разі засмічення трубопроводу охолодження форсунок. При роботі двигуна на дизельному паливі, останнє йде шляхом моторного палива.

3.1.2 Опис будови та роботи паливного насосу

Дизельні паливні насоси для серії ЧН 36/45. Насос золотниковий, односекційний, без власного приводу, з фланцевим кріпленням Призначений для роботи на дизельному паливі по ГОСТ 305-82 і моторному паливі по ГОСТ 1667-68. Габаритні розміри і поперечний переріз показані на рис. 3.2.

Нагнітальна секція закріплена в корпусі насоса за допомогою різьбового штуцера Порожнина високого тиску ущільнена з притертими кінцями втулки плунжера і корпусом нагнітального клапана і сталеву прокладкою між соплом високого тиску і корпусом нагнітального клапана. Порожнина низького тиску ущільнена гумовим кільцем на штуцері високого тиску.

Плунжерна пара з двома симетрично розташованими відрізними кромками на плунжері і двома отворами в втулці плунжера. Збір і видалення течі через вантуз не передбачені. Нагнітальний клапан грибкового типу з об'ємом всмоктування. Корпус насоса відлитий з сірого чавуну, плунжерна пара і нагнітальний клапан виготовлені з високолегованої сталі.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики паливного тиску

Назва параметру	Значення	
Заводське позначення	ТНГ60	ТНГ60-03
Тип насоса по ГОСТ 10578-86	П	
Діаметр плунжера, мм	22	
Частота обертання розподільного валу, хв ⁻¹	187	250
Подача циклічна при номінальній швидкості, см ³ /цикл	3,38	
Продуктивність, см ³ /хв	610 – 656	816 – 877
Призначений термін служби, тис. годин:		
- до заміни нагнітального клапана	16	14
- до заміни плунжерної пари	12	7.5
- до капітального ремонту насоса	60	45
Вага (суха), кг	15.7	
Специфікації	ТУ 24.06.1978 - 82	
Код ОКП	31	2921 1600

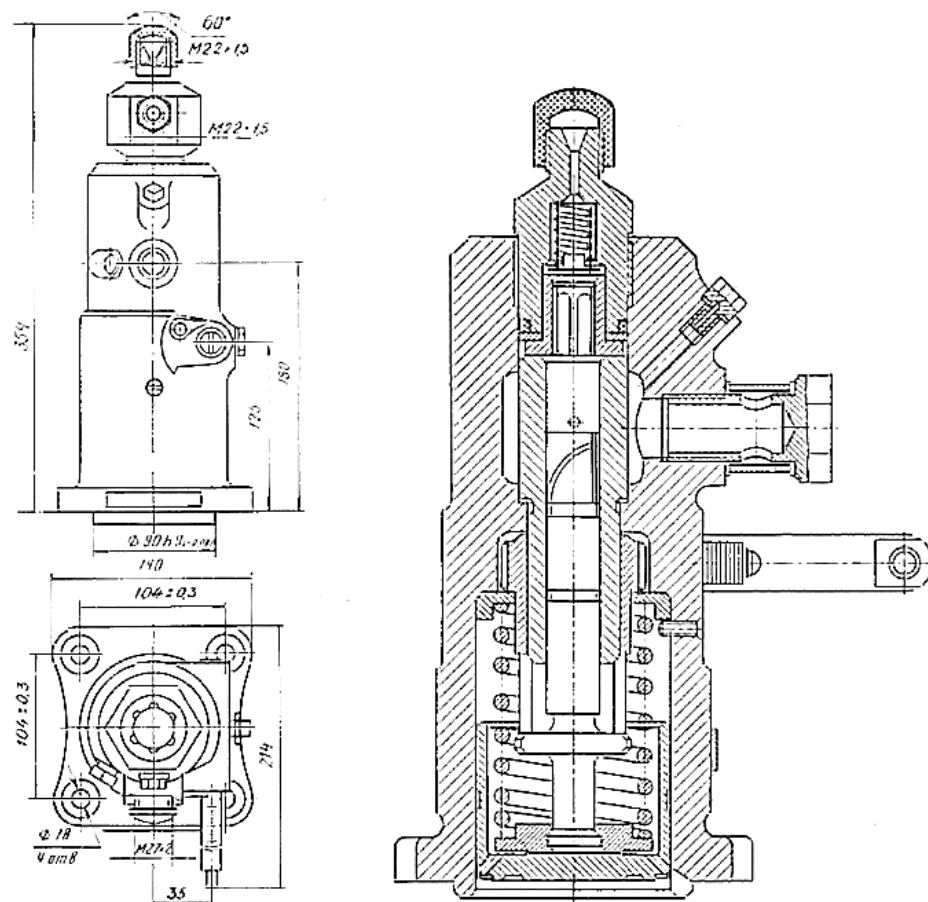


Рис. 3.2 Габаритний вид та поперечний розріз насосу ТНГ 60

3.1.3. Форсунки для дизелів типу ЧН 36/45

3.1.3.1 Дизельна форсунка для 6ЧН 36/45 (двигуни моделей Г60 та Г74).

Голчастий підйомник закритого типу, з охолодженням, гідравлічним керуванням, з безштифтовим розпилювачем з кількома отворами. Габаритні приєднувальні розміри форсунки а також поздовжній розріз форсунки показані на рис. 169.

Форсунка кріпиться до головки дизеля за допомогою накидного фланця, що спирається на плечі штуцера зливної паливної води, і центрується по двох поясах діаметром 55 мм на корпусі форсунки і накидній гайці.

Герметизація газового шарніра між форсункою і головкою блоку циліндрів дизеля здійснюється по конічній поверхні на накидній гайці. Регульовальний гвинт і контргайка розташовані в центральному розточуванні корпорації. Регулювання тиску відкриття голки виконується спеціальним приладом.

Порожнина охолодження форсунки утворена зовнішньою поверхнею розпилювача і внутрішньою поверхнею накидної гайки. Розпилювач охолоджується дизельним паливом, яке подається через штуцер, канал в корпусі форсунки і видаляється через дренажну порожнину форсунки разом з паливом, що просочилося через голку розпилювача.

Розпилювач кріпиться за допомогою накидної гайки і фіксується від повороту штифтом. Можливі протікання по ущільнювальному з'єднанню розпилювача відводяться також в дренажну порожнину, що забезпечується установкою гумового кільця на корпус форсунки в районі верхньої частини накидної гайки.

Корпус сопла виготовляється зі сталі 40 або 20Х з цементацією кінця ущільнювача. Корпус розпилювача виготовлений зі сталі 18Х2Н4МА. Голка розпилювача виготовлена зі сталі Р28.

Форсунка призначена для роботи на дизельному паливі по ГОСТ 305-82 і дизельному моторному паливі по ГОСТ 1667-68.

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 - Технічні характеристики форсунки дизелів (Г60, Г74)

Назва параметру	Значення	
Заводське позначення,	Г60	Г74
Діаметр голки, мм	8	
Хід голки, мм	0,5	
Отвори розпилювача:		
- кількість,	10	
- діаметр, мм	0,45	0,5
Кут між отворами для пиляння, град.	135	
Тиск початку підйому голки розпилювача, бар	200	
Призначений ресурс, тис. год:		
безперервної роботи форсунки до списання:	1,5	
- розпилювача	12	8
- форсунки	60	55
Вага (суха), кг	8,4	
Технічні характеристики	ТУ 24 06 1989-82	
Код ОКП	31 2923 1200	

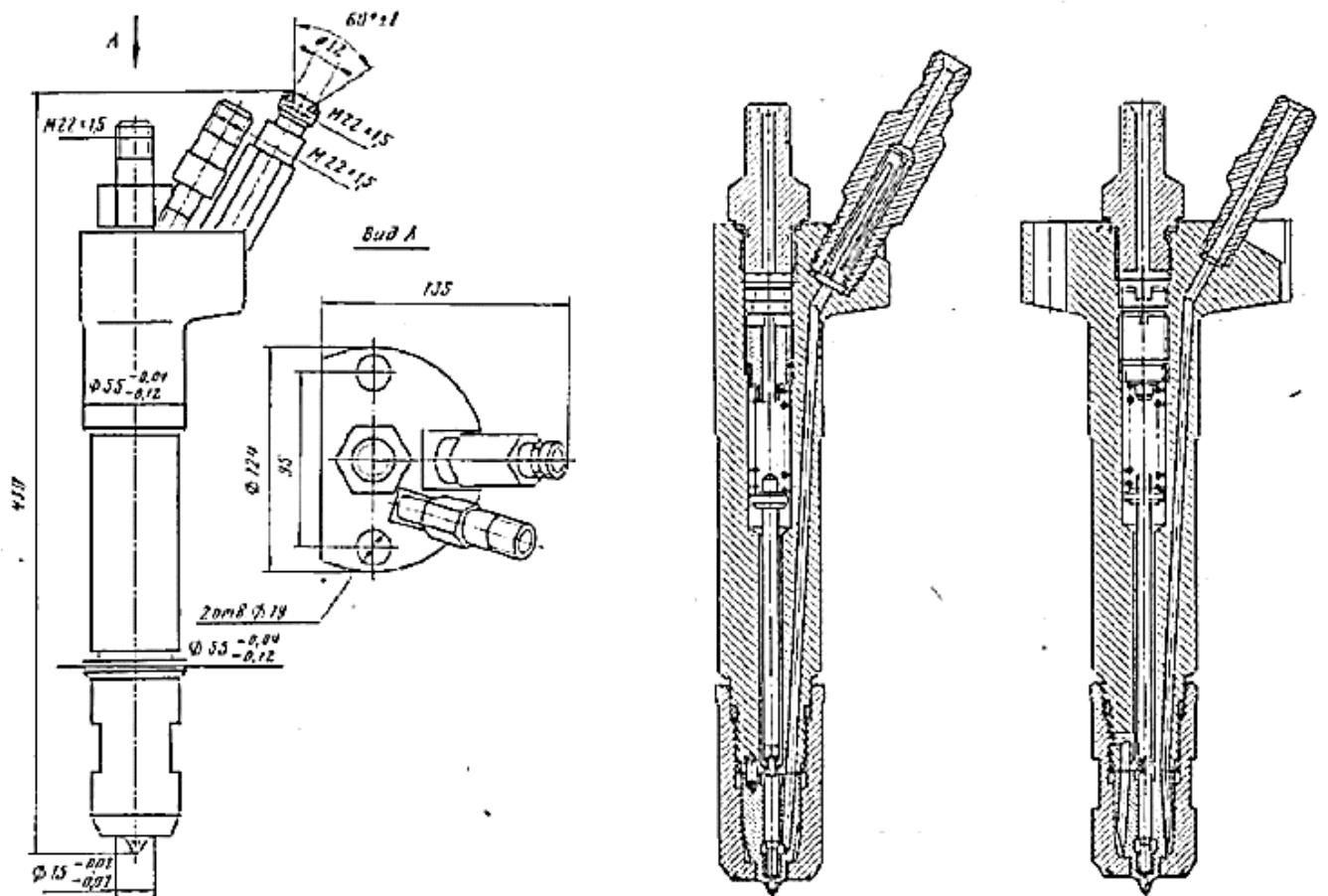


Рис. 3.3 – Габаритний вигляд та поперечний розріз форсунки двигунів Г60 та Г74

3.1.3.2 Дизельна форсунка для 6ЧН 36/45 (двигун моделі Г66).

Сопло закритого типу, що має охолодження, з багато отворовим розпилювачем та гідравлічно керованим підйомом голки. Габаритні розміри форсунки та повздовжній розріз форсунки показаний на рис. 3.4.

Форсунка кріпиться до головки дизеля за допомогою накидного фланця і двох шпильок і центрується по діаметру 65 мм на корпусі і на накидній гайці. Герметизація газового стику між форсункою і головкою блоку циліндрів здійснюється прокладкою, встановленою на кінці гака. Охолоджуюча порожнина розпилювача утворена зовнішньою поверхню корпусу розпилювача і внутрішня поверхня накидної гайки. Охолодження здійснюється дизельним паливом з головної паливної магістралі подачі дизеля. Розпилювач кріпиться за допомогою накидної гайки і фіксується від повороту штифтом. Витекло паливо видаляється з верхньої частини порожнини регульовального гвинта.

Корпус сопла виготовлений зі сталі 45. Корпус розпилювача зі сталі І8Х2Н4МА; голка розпилювача зі сталі Р18. Форсунка розрахований на роботу на дизельному паливі по ГОСТ 305-82 і дизельному паливі по ГОСТ 1667-68.

Таблиця 3.3 - Технічні характеристики форсунки дизеля Г66

Назва параметру	Значення
Заводське позначення	Г-66
Діаметр голки, мм	8
Хід голки, мм	0,55
Отвори розпилювача: - кількість - діаметр, мм	10 0,4
Кут між отворами для пиляння, град	135
Тиск початку підйому голки, бар	200
Продуктивність форсунок при 187 циклів за хв, см ³	507- 528
Призначений ресурс, тис. год, безперервної роботи до списання: - розпилювача - форсунки	1,5 4,5 55
Вага (суха), кг,	7,42
Специфікації	ТУ 24.06.1989 - 82
Код ОКП	31 2923 1200

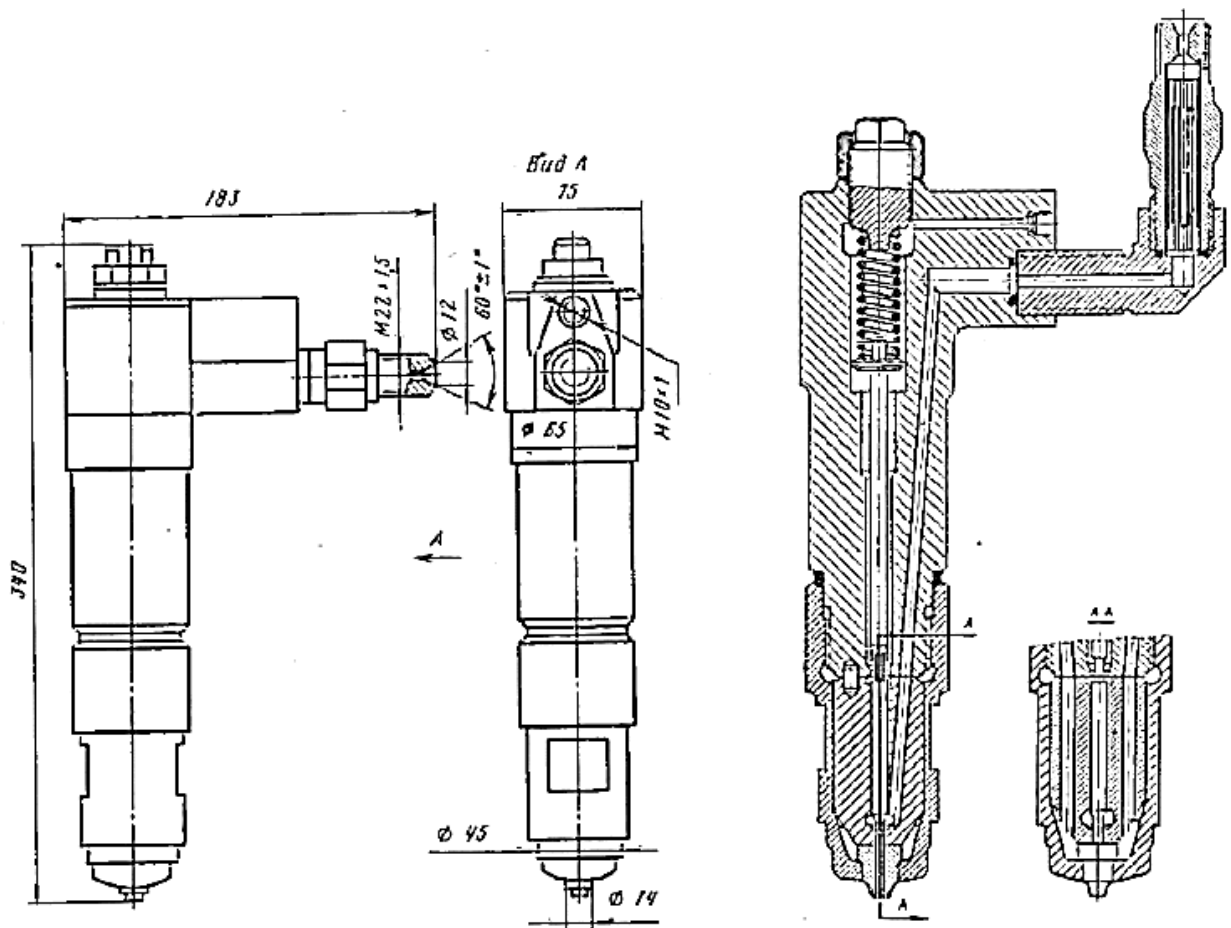


Рис. 3.4 – Габаритний вигляд та поперечний розріз форсунки двигуна Г66

3.2 Умови роботи та проблеми що виникають під час роботи розпилювачів та пропозиції щодо їх вдосконалення.

3.2.1 Проблеми розпилювачів дизелів стаціонарних електростанцій

Розпилювачі дизельних двигунів стаціонарних електростанцій виконують критично важливу функцію – забезпечують ефективне розпилення пального в камері згоряння, що безпосередньо впливає на продуктивність двигуна, його паливну ефективність і рівень викидів. Однак у процесі експлуатації розпилювачі стикаються з низкою серйозних проблем:

Зношення та ерозія – через постійну дію високих температур і тисків поверхня форсунок поступово зношується, що призводить до зміни параметрів розпилення та погіршення сумішоутворення.

Закоксування сопел – внаслідок тривалої роботи на низькоякісному паливі або недостатнього охолодження на стінках сопел утворюються нагар і відкладення, що ускладнює проходження пального.

Кавітаційне руйнування – при різких змінах тиску в паливній системі можуть утворюватися мікроскопічні бульбашки, які спричиняють пошкодження внутрішніх поверхонь форсунок.

Деформація розпилюючих елементів – високі термомеханічні навантаження можуть призводити до втрати геометрії форсунки, що впливає на рівномірність розпилення пального.

Корозійне ураження – контакт із водяними домішками або агресивними компонентами пального може викликати хімічну корозію деталей розпилювача.

3.2.2 Умови роботи та навантаження

Розпилювачі дизельних двигунів працюють у вкрай жорстких умовах:

Температурний режим: 500–1000°C у камері згоряння.

Тиск упорскування: від 1000 до 2500 бар.

Частота циклів роботи: 600–2000 впорскувань за хвилину залежно від режиму роботи двигуна.

Механічні вібрації: через циклічні процеси в камері згоряння та вплив поршневої групи.

Контакт із агресивними середовищами: залишки пального, вода, оксиди сірки та інші сполуки можуть негативно впливати на матеріал форсунок.

3.2.3 Шляхи вирішення проблеми зношення розпилювачів

Для підвищення довговічності та ефективності роботи розпилювачів можна застосувати такі підходи:

Використання високолегованих матеріалів – застосування стійких до температури та корозії сплавів, зокрема нікелевих і хромованих покриттів.

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		64

Поліпшення якості пального – фільтрація та використання добавок, що запобігають утворенню нагару.

Оновлення системи охолодження – покращення відведення тепла від форсунок для зменшення їх перегріву.

Оптимізація режимів упорскування – удосконалення алгоритмів керування подачею пального для зниження навантажень на форсунки.

Використання захисної теплової оболонки – інноваційний підхід, що дозволяє значно знизити перегрів розпилювачів та продовжити їхній термін експлуатації.

3.2.4 Пропозиції щодо удосконалення конструкції розпилювача

В якості конструкції пропонується: захисна тепла оболонка для розпилювача.

Одним із ефективних рішень для підвищення надійності розпилювачів є застосування спеціальної теплової оболонки, яка мінімізує їх перегрів і захищає від впливу агресивних середовищ.

Основні особливості:

- а) матеріал: термостійкі композитні сплави з керамічним покриттям.
- б) функція теплоізоляції: зменшення передачі тепла від камери згоряння до форсунки.
- в) захист від відкладень: спеціальна поверхня, що запобігає накопиченню коксових відкладень.
- г) Зниження механічних навантажень: завдяки демпфуванню вібрацій і коливань.

Впровадження такої захисної оболонки дозволить значно знизити знос форсунок, покращити ефективність упорскування та збільшити довговічність дизельних двигунів стаціонарних електростанцій. Тому дане рішення є найбільш доцільним та раціональним при вирішенні поставленого завдання.

3.3 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.3.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ЧН 36/45
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 1265$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 500$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$g_e = 0.203$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

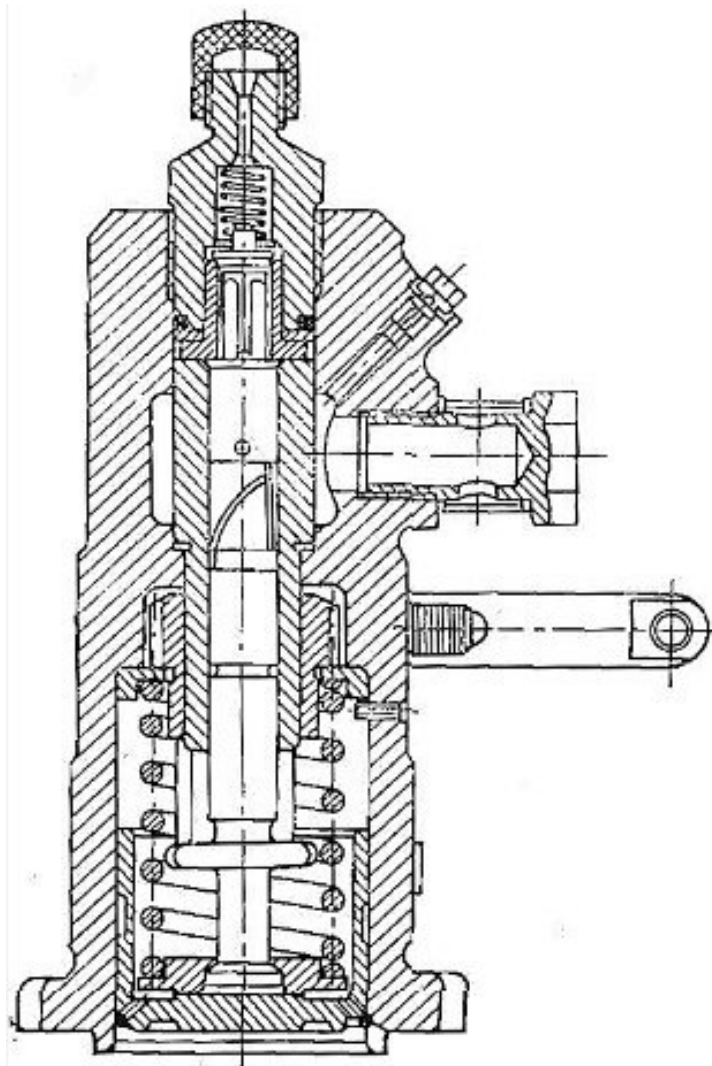


Рис 3.10 - Розрахункова схема ПНВТ

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{1265}{6} = 210.833$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_K = \frac{n}{2} = \frac{500}{2} = 250$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина палива,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{210.833 \cdot 0.203}{60 \cdot 250 \cdot 850} = 3.357 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 3.357$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 3.357 \times 10^{-6} = 4.364 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 4.364$$

Розрахунок надплунжерного простору, розташованого між НМТ та ВМТ, в м³

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2$$

де $k_2 = 2.5$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії високого тиску;
- деформацію паливопроводів високого тиску;
- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних отворів;
- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4...8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 4.364 \times 10^{-6} \cdot 2.5 = 1.091 \times 10^{-5}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 10.91$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0...1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.091 \times 10^{-5}}{1.25 \cdot \pi}} = 0.022$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 22.315$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

$$d_{\Pi} = 0.022$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 22$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.022 \cdot 1.25 = 0.028$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 27.5$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.028$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 28$$

3.3.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p_c = 6.597$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 8.246$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 500$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{пал.мах}} = 4.364 \times 10^{-6}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

$\rho_T = 850$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 25^\circ$ - поворот колінчастого валу;

$\mu_f = 0.725$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 8$ - кількість соплових отворів;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизельних двигунах:

- з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм

- з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Визначаємо параметри форсунки.

За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi = 25^\circ$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{25}{6 \cdot 500} = 8.333 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{6.597 + 8.246}{2} = 7.421$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{Φ} , МПа.

$$p_{\Phi} = 200$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (200 - 7.421) \cdot 10^6} = 673.146$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.725$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал. max}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{4.364 \times 10^{-6}}{0.725 \cdot 673.146 \cdot 8.333 \times 10^{-3}} = 1.073 \times 10^{-6}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.073 \times 10^{-6}}{\pi \cdot 8}} = 4.132 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.413$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.400$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано особливості будови та роботи паливної системи дизельного двигуна. Окремо розглянуто будову та роботу паливного насосу та різних модифікацій форсунки. Під час розгляду виявлено проблеми щодо ефективної та надійної роботи форсунки а також окремо зазначено умови роботи розпилювачів.

Для вирішення зазначеної проблеми запропоновано конструкторське рішення що передбачає теплову ізоляцію розпилювача за рахунок додаткової теплоізолюваної оболонки. Визначено геометричні та витратні параметри форсунки та паливного насосу високого тиску. Оцінено ефективність запропоновано рішення та зроблено аналіз шляхом порівняння з іншими варіантами рішень.

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

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

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

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

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

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

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

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

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 1265$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.203$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.05$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.203 \cdot 1265 \cdot 1.1 \cdot 2.05 \cdot 14.45 = 8367.601$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{8367.601}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 2.05 \cdot 14.45} \right) = 2.396$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 800$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{800}{273}} = 0.333$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{2.396}{0.333} = 7.188$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.203 \cdot 22.6 = 4.588$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.588 \cdot 1265}{3600} = 1.612$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.203 \cdot 40.9 = 8.303$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.303 \cdot 1265}{3600} = 2.917$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.203 \cdot 10.5 = 2.131$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.131 \cdot 1.265 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 0.749$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.203 \cdot 5.6 = 1.137$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.137 \cdot 1.265 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 0.399$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.203 \cdot 7.6 = 1.543$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.543 \cdot 1.265 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 0.542$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.612 \\ 2.917 \\ 0.749 \\ 0.399 \\ 0.542 \end{pmatrix} = 6.22$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{1.612}{6.22} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{2.917}{6.22} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.749}{6.22} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.542}{6.22} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.399}{6.22} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж 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. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідношеність мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 142.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 1265 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log[500 + (1.265 \times 10^3)^{0.55}] = 27.41$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{500}{500}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.41 + 0 = 81.41$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектового двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right)$$

де $m = 18500$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{500}{60} = 8.333 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 500 \cdot (1.265 \times 10^3)^{0.55} \cdot \frac{1 + 1.265 \times 10^3}{1.85 \times 10^4} = 1.739 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{500}{500}\right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500}\right)^3 \cdot \frac{1.85 \times 10^4}{1.265 \times 10^3} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.739 \times 10^3}{1} + 0\right) = 76.404$$

4.3 Висновки по розділу

Працюючий дизельний двигун спричиняє значний негативний вплив на навколишнє середовище. Одним із ключових чинників такого впливу є присутність у відпрацьованих газах токсичних компонентів, які забруднюють атмосферу.

Відповідно, існує необхідність у розробці та впровадженні заходів щодо мінімізації їхнього шкідливого впливу. Зокрема, до таких заходів належать методи нейтралізації токсичних речовин і зменшення викидів сажі. Результати проведених розрахунків показують, що рівень викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів у деяких випадках перевищує допустимі нормативні значення. Їхня наявність становить небезпеку для здоров'я працівників, які працюють з дизельним обладнанням, а також для навколишнього середовища.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна продемонстрував, що ці параметри не перевищують встановлені допустимі межі. Водночас, з огляду на потенційний негативний вплив зазначених чинників, доцільно передбачити заходи щодо їхнього подальшого зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення надійності роботи дизельного двигуна, номінальною потужністю 1265 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 36/45 за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6ЧН 36/45. 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, описано та проаналізовано умови роботи штатної паливної системи, а також зазначено їх переваги та недоліки. Описано будову паливного насоса та форсунки та зазначено особливості їх роботи. Окремо зазначено особливості умов роботи та навантажень розпилювача. Запропоновано конструктивне рішення що передбачає заміну штатного розпилювача на розпилювач з додатковим охолодженням. Розраховано конструктивні та витратні параметри форсунки.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Зазначено заходи з техніки безпеки під експлуатації, ремонту та обслуговуванні дизельного двигуна. Розраховано шум та вібрацію для проектного двигуна та запропоновано заходи зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.20.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

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

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

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

4. 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.

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

6. Система стандартів безпеки праці